

УДК 629.113
UDC 629.113

Сахно В.П.¹, Мурований І.С.², Онищук В.П.², Стельмашук С.В.², Вінцюк М.Я.²

¹ Національний транспортний університет

² Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ПРИЧЕПОМ КАТЕГОРІЇ O2 У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

У статті аналізується стійкість руху автопоїзда, який складається з автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" та причепа ПВБФ 15, залежно від різних сценаріїв розміщення вантажу в кузові причепа. Основна увага дослідження зосереджена на впливі розташування вантажу на показники стійкості автопоїзда під час гальмування. Критичним критерієм оцінки стійкості є початкова швидкість руху, за якої автопоїзд зберігає своє положення в межах визначеної смуги руху.

Згідно з результатами дослідження, стійкість автопоїзда при базовому розміщенні вантажу досягається при початковій швидкості 23,2 м/с (83,5 км/год), при цьому бокове зміщення причепа не перевищує 0,075 метра. Але зміна положення вантажу, як зміщення центру мас вперед, так і назад, впливає на безпечну швидкість гальмування. Особливо ризикованим є зміщення центру мас назад, що знижує швидкість з 21,2 м/с до 19,5 м/с.

Важливим аспектом дослідження є встановлення, що незалежно від способу розміщення вантажу, стійкість автопоїзда забезпечується, якщо бічне прискорення у центрі мас автомобіля та причепа не перевищує 0,45g. Це підкреслює значення відповідального підходу до розподілу вантажу при транспортуванні та необхідність урахування цього фактору для підтримки безпеки дорожнього руху.

На основі отриманих даних, можна визначити оптимальні параметри для забезпечення максимальної безпеки та стійкості автопоїзда. Розроблені рекомендації можуть допомогти в процесі проектування та експлуатації автопоїздів з причепами, сприяючи підвищенню загальної безпеки на дорогах.

Дослідження підкреслює значення розуміння складності взаємодій у системах з кількома з'єднаними елементами, які важливі для забезпечення безпеки та ефективності транспортних засобів у реальних умовах експлуатації.

Ключові слова: стійкість руху, автопоїзд, гальмування, математичне моделювання, причеп категорії O2, диференціальні рівняння, експлуатаційні характеристики, безпека дорожнього руху, зчіпка, динаміка автопоїзда.

ВСТУП

Розвиток малого і середнього бізнесу в Україні призвів до збільшення потреби в причепах, що використовуються в зчіпці з легковими автомобілями. Це, перш за все, причепа категорій O1 і O2. 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. 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 і як наслідок порушення стійкості руху.

Проблемі стійкості руху автомобіля та автопоїзда присвячено багато робіт, оскільки вона є важливою характеристикою, яка визначає його поведінку під впливом зовнішніх факторів. Аналіз робіт, спрямованих на поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у різних режимах руху, дозволив з'ясувати, що здебільшого, при вирішенні поставлених завдань, дослідники опираються на засоби математичного моделювання [1-4 та ін.]. При цьому складність математичних моделей залежить від правильного вибору розрахункової схеми та повноти описання всієї множини факторів, які впливають на автопоїзд в реальних умовах експлуатації, точності оцінки та описання силової взаємодії. Проте, варто зазначити, що на сьогодні не існує розроблених універсальних моделей, які б дозволили досліджувати зміну експлуатаційних властивостей автопоїздів у тому числі і показників стійкості руху в різних режимах та під впливом різних факторів. Це пояснюється складністю побудови таких моделей. Не існує також і загальноприйнятих уніфікованих вимог та підходів щодо побудови математичних моделей та визначення математичного апарату для їх аналізу. Тому актуальним і дуже важливим для автопоїздів з причепами категорій O1, O2, що експлуатуються, як

правило, приватними підприємцями і аматорами, є забезпечення їх стійкості руху як в тяговому, так і гальмівному режимах.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Численні дослідження [5-10 та ін.] доводять, що динаміка гальмування автопоїзда набагато складніша, ніж в одиночного автомобіля, що спричинено наявністю шарнірного зв'язку між ланками транспортного засобу, а також додаткових сил і моментів, які діють окремо на тягач та причіпні ланки. Ще одним фактором, який ускладнює динаміку гальмування автомобільного поїзда можна назвати неодноразовість спрацювання гальмівних механізмів різних осей. Сюди ж віднесемо можливість складання ланок автопоїзда, запобігти якому набагато важче ніж уникнути заносу одиночного автомобіля. Пояснюється це набіганням причіпної ланки на автомобіль-тягач, обумовлено як дією гальмівної системи автопоїзда, так і завантаженням його ланок.

На основі дослідження стійкості автопоїзда у процесі гальмування, у роботі [6] робиться висновок про те, що кут складання ланок автомобільного поїзда напряму залежить від початкової швидкості гальмування, бази причіпної ланки та координат точки зчеплення причіпної ланки та тягача. Також дослідники вказують на обернену залежність кута складання автопоїзда від ступеня його завантаження, коефіцієнта зчеплення шин з опорною поверхнею та часу випередження гальмування причіпної ланки відносно тягача.

Вагомий внесок у дослідження стійкості руху транспортних засобів у різних режимах, зокрема і гальмівному, здійснили науковці школи доктора технічних наук, професора, Подригало М. А. та доктора технічних наук, професора, Волкова В. П. Багато досліджень науковців даної школи спрямовано на забезпечення стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі шляхом регулювання та оптимального розподілу гальмівних сил по їх осях; аналіз та вдосконалення конструкції існуючих та розробку нових зразків регуляторів гальмівних сил; дослідження впливу порушень роботи гальмівних механізмів на стійкість автомобілів та тракторів при гальмуванні; дослідження впливу на експлуатаційні властивості транспортних засобів різних значень коефіцієнта використання зчепних мас та ін. [11-15 та ін.].

У ході проведення досліджень вчені виділяють різні фактори, які порушують стійкість руху транспортних засобів у гальмівному режимі. Зокрема, у роботі [6] Ревін О. О., аналізуючи фактори, які впливають на стійкість автомобіля при гальмуванні, поділяє їх на дві групи: зовнішні та внутрішні. До зовнішніх дослідник відносить дорожні фактори, пов'язані зі зміною погоднокліматичних умов, які впливають на зчеплення шин з опорною поверхнею, та провокують появу ділянок з поперечною неоднорідністю коефіцієнта зчеплення. Також до цієї групи автор відносить наявність поперечних нахилів дорожнього покриття, вплив аеродинамічних сил, прикладених в боковому напрямку, вплив відцентрових сил, які діють на криволінійних ділянках доріг. До внутрішніх відносить фактори, обумовлені технічним станом конструктивних елементів автомобіля. В основу даного поділу автором покладений характер взаємодії механічної системи зі зовнішнім середовищем. У роботі [15] також пропонується поділ факторів на три основні групи: 1) зовнішні фактори, які залежать від погоднокліматичних умов та стану дороги, 2) внутрішні, які залежать від технічного стану автомобіля, 3) конструктивні, що залежать від досконалості конструкції гальмівної системи автомобіля.

Ряд дослідників [12-18 та ін.] можливим фактором втрати стійкості автомобіля при гальмуванні називають появу обертового моменту у горизонтальній площині, який виникає через нерівномірність дії гальмівних механізмів, що обумовлює появу різних за величиною гальмівних моментів на колесах однієї осі транспортного засобу. Поява такого моменту може спричинити занос транспортного засобу, а при гальмуванні автопоїзда – складання його ланок.

У ході проведених досліджень, вчені окрім факторів, які впливають на стійкість, виокремили ряд показників, які дозволяють характеризувати стійкість автомобілів при гальмуванні, проводити її оцінку. Аналізу критеріїв стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі та нормуванням гальмівних властивостей автомобілів та автопоїздів присвячені роботи [19-21]. У цих роботах у 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.

На сьогодні гальмівні властивості транспортних засобів та показники їх стійкості у гальмівному режимі регламентують такі нормативні документи: ДСТУ 2886:94 “Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення”, ДСТУ 3736:98 “Стойкість дорожньо-

транспортних засобів. Терміни та визначення”, ДСТУ 3310:96 “Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуванням”, ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 (Правила ЄЕК ООН № 13) “Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування”, ДСТУ 3649:2010 “Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання”. Зокрема, з їх використанням встановлюються основні терміни та визначення, що стосуються гальмівних властивостей, визначаються особливості проведення досліджень та відбувається нормування гальмівних властивостей автомобілів та автопоїздів. Тенденція щодо зростання швидкісних режимів руху та збільшення рівня завантаження сучасних автопоїздів вимагає підвищення безпеки їх використання. Це в свою чергу відображається на формуванні вимог до всіх систем, що входять до складу транспортного засобу. Особливо це стосується гальмівних систем автопоїздів, які повинні дозволяти водієві регулювати швидкість руху в широкому діапазоні, а за потреби швидко та безпечно зупинити транспортний засіб. Важливо, щоб в процесі гальмування автомобільний поїзд володів хорошою керованістю та не втрачав стійкості. Безперечно, забезпечити стійкість автопоїзда набагато складніше ніж одиничного автомобіля.

Окрім згаданих факторів, не менш вагомим на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі є вплив бортової нерівномірності гальмівних сил. В процесі експлуатації автопоїздів особливо небезпечними є екстрені гальмування, оскільки вони, в більшості випадків, супроводжуються блокуванням коліс. Аналіз досліджень [22-25 та ін.] експлуатаційних властивостей автопоїздів дозволив з'ясувати, що на показники стійкості руху автомобільних поїздів впливає також значна кількість масово-геометричних, конструктивних та експлуатаційних факторів, серед яких: розміщення вантажу, тиск повітря в шинах, величина зазорів у зчіпних пристроях, стан дорожніх умов, режими руху транспортного засобу та ін.

Варто зазначити, що на сьогодні не існує розроблених універсальних моделей, які б дозволили досліджувати зміну експлуатаційних властивостей автопоїздів у тому числі і показників стійкості руху в різних режимах та під впливом різних факторів. Це пояснюється складністю побудови таких моделей. Не існує також і загальноприйнятих уніфікованих вимог та підходів щодо побудови математичних моделей та визначення математичного апарату для їх аналізу.

У зв'язку з цим метою роботи є поліпшення показників динамічності гальмування автопоїзда з причепом категорії O2 за різного навантаження та розташування вантажу в кузові.

Для досягнення поставленої мети у роботі вирішуються такі завдання:

1. Визначення основних оціночних показників стійкості руху автопоїзда в гальмівному режимі та факторів, які на неї впливають.
2. Розробка математичної моделі автопоїзда з урахуванням розташування вантажу в кузові причепа.
3. Дослідження впливу навантаження та розташування вантажу в кузові причепа на показники стійкості автопоїзда в режимі гальмування.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз досліджень стійкості руху автомобільних поїздів в гальмівному режимі показав, що узагальнюючим параметром, що характеризує стійкість автопоїзда, можна прийняти початкову швидкість руху V_0 , за якої автомобіль і причіп не виходять за межі ширини смуги руху. На величину цього параметру впливають конструктивні і експлуатаційні параметри автопоїзда і умови його експлуатації. Визначення цього параметра у прямолінійному русі базується на диференціальних рівняннях руху автопоїзда у гальмівному режимі. Ці рівняння записані у вигляді [26]:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v} + \omega u) &= X \cos \theta - Y \sin \theta + X_{11} - YB \cos \phi - XB \sin \phi + P_\gamma; \\
 I \dot{\omega} &= a(Y \cos \theta - X \sin \theta) - bY_{11} - b_b Y_{12} + c(YB \cos \phi - XB \sin \phi); \\
 I_1 \dot{\omega}_1 &= d_1 YB - b_1 Y_{21} - b_{11} Y_{22}; \\
 I_\gamma \ddot{\gamma} &= m(\dot{v} + \omega u) + m \times g \times H \times \gamma - K_\gamma H^2 \times \gamma / 2 - N_\gamma H^2 \dot{\gamma} / 2; \\
 I_{1\gamma} \ddot{\gamma}_1 &= m_1(\dot{v}_1 + \omega_1 u_1) + m_1 \times g \times H_1 \times \gamma_1 - K_{\gamma 1} H_1^2 \times \gamma_1 / 2 - N_{\gamma 1} H_1^2 \dot{\gamma}_1 / 2
 \end{aligned} \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

m, I, m_1, I_1 - відповідно маса і момент інерції автомобіля і причепа щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас;

$u, v, \omega, u_2, v_2, \omega_2$ - бічна, поздовжня і кутова швидкість центра мас автомобіля і причепа;

X, Y, X_{11}, Y_{11} - поздовжня і бічна сила на колесах передньої керованої осі автомобіля і некерованих колесах задньої осі;

XB, YB - поздовжня і бічна реакція в опорно-зчіпному пристрої автомобіля;

P_y - поздовжня сила в центрі мас автомобіля;

Y_{21}, Y_{22} - бічна сила на колесах передньої і задньої осі причепа;

I_y, I_{1y} - момент інерції автомобіля і причепа щодо поперечної осі, що проходить відповідно через центр мас автомобіля і причепа;

$K_\gamma, K_{\gamma 1}$ - відповідно коефіцієнти жорсткості підвіски автомобіля і причепа у поздовжній площині;

$N_\gamma, N_{\gamma 1}$ - відповідно коефіцієнти демпфування у підвісках автомобіля і причепа;

θ - кут повороту керованих коліс автомобіля;

γ, γ_1 - відповідно кути тангажу автомобіля і причепа;

φ - кут складання ланок автопоїзда;

H, H_1 - відповідно висота центру мас підресорених мас автомобіля і причепа;

a, b - відстань від центра мас автомобіля до передньої і задньої осі автомобіля;

b_1, b_{11} - відстань від центра мас причепа до його передньої і задньої осі;

c - відстань від центра мас автомобіля до точки зчіпки з причепом.

Отримана система п'яти диференціальних рівнянь може бути використана для знаходження п'яти невідомих – $v, u, \omega, \gamma, \gamma_1$.

У систему рівнянь (1) входять поздовжні і бокові реакції дороги на колеса окремих ланок автомобіля, які у значній мірі залежать від нормальних реакцій опорної поверхні. Бічні реакції Y_i залежать від прийнятої моделі деформації колеса у бічному напрямку. Величина і напрямок поздовжніх реакцій X_i залежать від режиму руху автопоїзда (розгін, усталений вільний рух, гальмування).

Поздовжні реакції, що діють на колеса осей автопоїзда у гальмівному режимі, визначені як:

$$X_i = \varphi \times Z_i, \quad (2)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення;

Z_i - нормальна реакція опорної поверхні на осі автомобіля і причепа.

Нормальні реакції опорної поверхні визначені як

-для передньої осі причепа

$$Z_{1n} = G_n \left(\frac{j_\tau h_{gn}}{gL_n} + \frac{b_{11}}{L_n} \right) \pm P_c \frac{h_c}{L_n}; \quad (3)$$

-для задньої осі причепа

$$Z_{2n} = G_n \left(\frac{j_\tau h_{gn}}{gL_n} - \frac{b_1}{L_n} \right) \pm P_c \frac{h_c}{L_n} \quad (4)$$

-для передньої осі автомобіля

$$Z_{1a} = G_a \left(\frac{j_\tau h_{ga}}{gL_a} + \frac{b}{L_a} \right) \pm P_c \frac{h_c}{L_a}. \quad (5)$$

- для задньої осі автомобіля

$$Z_{2a} = G_a \left(\frac{j_\tau h_{ga}}{gL_a} - \frac{a}{L_a} \right) \pm P_c \frac{h_c}{L_a}, \quad (6)$$

де G_a, G_n – сила тяжіння від маси автомобіля і причепа;

L_a, L_n – база автомобіля і причепа;

$j_\tau, j_{\tau a}, j_{\tau n}$ - сповільнення автопоїзда, автомобіля і причепа;

P_c – зусилля в тягово-зчіпному пристрої, $P_c = (j_{\tau a} \pm j_{\tau n}) \times G_n$;

h_c – висота розташування тягово-зчіпного пристрою, $h_c=0,4$ м.

При визначенні бічних реакцій серед розповсюджених феноменологічних теорій, які описують рух еластичного колеса, найбільше розповсюдження отримала аксіоматика І.Рокара [14]. Якщо крива залежності бічної реакції від кута бічного відведення $Y = f(\delta)$ при будь-якому значенні кута відведення $\forall \delta > 0$ опукла, то цьому випадку відповідають такі можливі аналітичні апроксимації

$$Y = k_0 \arctg(c\delta), Y = k_0 th(c\delta), Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + \chi^2 \delta^2}}. \tag{2}$$

Загальна вимога до всіх функцій наведених у формулі (2) полягає в тому, що функція $f(\delta)$ є сумою знакоперемінного ряду

$$Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - +... \tag{3}$$

У наведених формулах k – коефіцієнт опору відведення; δ – кут відведення; c – коефіцієнт пропорційності, $\chi = \frac{k}{Y^*}$, Y^* - максимальна, можлива до реалізації бічна сила на осі автомобіля і причепа; $Y_i^* = Z_i \times \varphi_{ib}$; Z_i - нормальна реакція опорної поверхні на i -вісь автомобіля і причепа; φ_{ib} - коефіцієнт зчеплення коліс i -ої осі автопоїзда у бічному напрямку (прийнято рівним для усіх осей $\varphi_{ib}=0,6$).

Прийmemo останню з апроксимацій (2). Тоді для реакції на i -ій осі Y_i отримаємо

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + \chi_i^2 \delta_i^2}} \tag{4}$$

Дана закономірність правомірна для визначення бічних сил і показників стійкості автопоїзда у вільному режимі. Відповідно кути відведення визначаються як

$$\delta_1 = \theta - \arctg \frac{u + a\omega}{v}, \delta_2 = \arctg \frac{-u + b\omega}{v}, \delta_3 = -\arctg \frac{u_2 - b_1\omega_2}{v_2}, \delta_4 = -\arctg \frac{u_2 - b_{11}\omega_2}{v_2} \tag{5}$$

Інтегрування системи рівнянь (1) виконано за вихідних даних, наведених у табл. 1.

Таблиця 1– Коротка технічна характеристика автопоїзда

Показник	Значення
Автомобіль	
Повна маса, кг	3500
База, м	3,550
– відстань від передньої осі до центру мас, м	1,90
– відстань від задньої осі до центру мас, м	1,65
– відстань від точки зчіпки до задньої осі, м	0,80
Габаритна довжина, м	5,64
Ширина, м	1,9
Висота центру мас автомобіля, м	0,58
Висота центру мас підресорених мас автомобіля, м	0,25
Коефіцієнт жорсткості підвіски автомобіля, кН/м	195
Коефіцієнт демпфування у підвісці автомобіля, Н×м/с	505
Момент інерції автомобіля щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас, кг×м ²	10973
Момент інерції автомобіля щодо поперечної осі, що проходить через центр мас, кг×м ²	12110
Коефіцієнт опору бічному відведенню, кН/рад	25
Причіп	
Повна маса, кг	2800
База, м	1,2
– відстань від передньої осі до центру мас, м	0,65

– відстань від задньої осі до центру мас, м	0,55
Довжина дишла, м	1,1
Габаритна довжина платформи, м	5,5
Ширина, м	1,9
Висота центру мас причепа, м	0,45
Висота центру мас підресорених мас причепа, м	0,2
Коефіцієнт жорсткості підвіски причепа, кН/м	202
Коефіцієнт демпфування у підвісці автомобіля Н×м/с	742
Момент інерції причепа щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас, кг×м ²	6298
Момент інерції причепа щодо поперечної осі, що проходить через центр мас, кг×м ²	7415
Коефіцієнт опору бічному відведенню, кН/рад	20

На рис. 1 наведено графік зміни нормальних реакцій опорної поверхні на осі автомобіля і причепа у функції сповільнення і зусилля у тягово-зчипному пристрої за вихідними даними для автопоїзда, що наведені у табл. 1. При цьому максимальне сповільнення автопоїзда змінювалося в межах від 1,0 до 6,0 м/с², а зусилля у тягово-зчипному пристрої дорівнювалося нулю.

Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на осі автомобіля і причепа врахована у подальшому при визначенні коефіцієнта опору відведення коліс автомобіля і причепа.

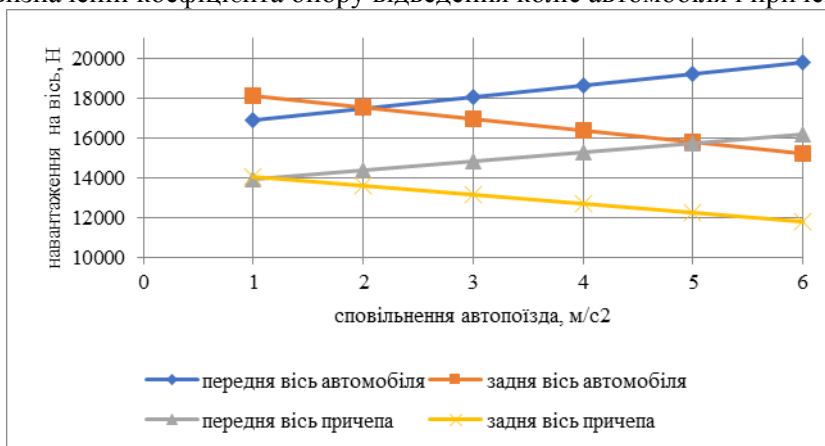


Рисунок 1 – Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда у функції сповільнення за відсутності зусилля у тягово-зчипному пристрої

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку автопоїзда у гальмівному режимі. Вихідні дані, за якими здійснювалося інтегрування системи рівнянь (1), наведено у табл.1. Зважаючи на те, що у якості основного оціночного параметру стійкості автопоїзда прийнята швидкість, за якої в процесі гальмування він не виходить за межі габаритної смуги руху, інтегрування рівнянь проводилося у такій послідовності. Спочатку визначалися кути тангажу рис.2а, довантаження передніх осей автомобіля і причепа, рис. 2б, кути рискання і швидкість рискання, рис. 2 с, d, за якими у подальшому визначалися бокове зміщення траєкторії причепа за різної початкової швидкості гальмування, рис. 2е, і бічні прискорення у центрі мас причепа у часі перехідного процесу, рис.2к.

Аналіз рис. 2а і 2б показує, що як кут диференту, так і довантаження коліс передньої осі для тягового автомобіля значно перевищує такі ж показники для причепа. Пояснюється це тим, що база автомобіля майже в 1,5 рази більше бази причепа. Крім того і жорсткість підвіски причепа перевищує жорсткість підвіски автомобіля. Цим і пояснюється такий характер протікання кривих на рис. 2а,б.

Зміна навантаження на осі автомобілі і причепа призводить до зміни бічних сил на колесах їх оцей. Це, у свою чергу, призведе до появи рискання і кутової швидкості рискання автомобіля і причепа. На відміну від коливань автомобіля щодо поперечної осі, що проходить через центр мас автомобіля і причепа, кут рискання і кутова швидкість причепа перевищують аналогічні параметри щодо автомобіля. Це призводить до погіршення стійкості автопоїзда, що видно на рис. 2е,к.

При визначенні початкової швидкості гальмування і бічного прискорення у центрі мас автомобіля і причепа, за яких забезпечується стійкість рух автопоїзда враховувалося також розташування вантажу у кузові причепа. За базовий варіант приймалося таке розташування вантажу, за якого центр мас причепа розташовувався посередині між його осями. Два інші варіанти характеризувалися тим, що центр мас причепа розташовувався або над передньою віссю (зміщення вперед), або над задньою віссю (зміщення

назад). Аналіз рис. 2е показує, що для базового варіанту початкова швидкість, за якої забезпечується стійкість автопоїзда в процесі гальмування (бокове зміщення причепа не перевищує допустиме значення 0,075 м), складає 23,2 м/с (83,5 км/год). Зміщення центру мас причепа або вперед, або назад призводить до зменшення початкової швидкості гальмування, причому біль небезпечним є зміщення центру мас назад (початкова швидкість гальмування зменшується від 21,2 до 19,5 м/с). Разом з тим, як для номінального розташування центру мас причепа, так і при його зміщенні вперед або назад, за визначеної початкової швидкості гальмування забезпечується стійкість руху автопоїзда (бічне прискорення у центрі мас автомобілі і причепа не перевищує максимально допустиме 0,45g, рис.2к). Якщо зважити на допустиму швидкість буксирування причепа, 50 км/год [27], то обидва варіанти забезпечують вимоги щодо безпеки.

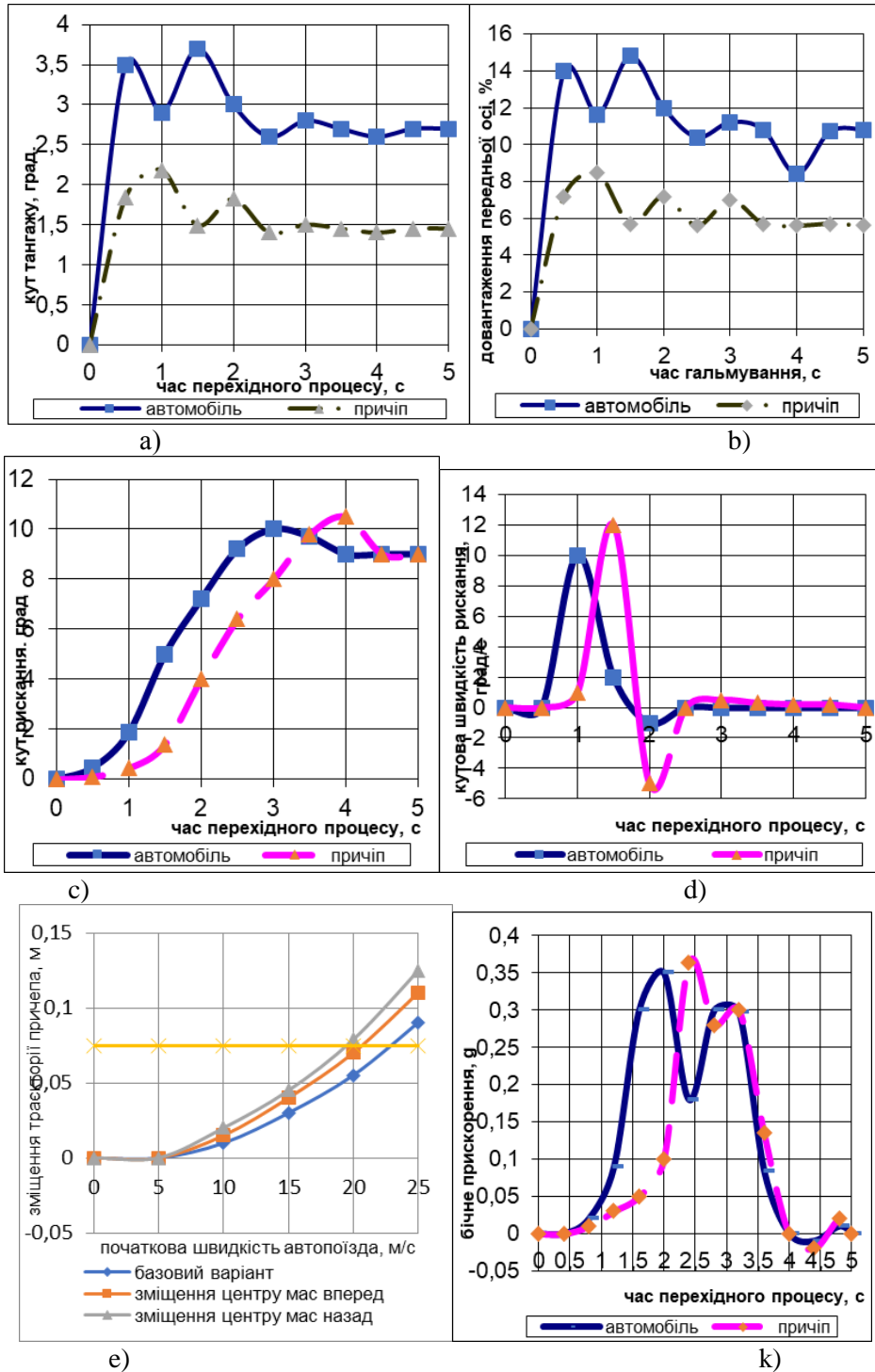


Рисунок 2 – До визначення стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

Розвиток малого і середнього бізнесу в Україні призвів до збільшення потреби в причепах, що використовуються в зчипці з легковими автомобілями. Це, перш за все, причепи категорій O1 і O2. 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. Аналіз робіт, спрямованих на поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у різних режимах руху, дозволив з'ясувати, що здебільшого, при вирішенні поставлених завдань, дослідники опираються на засоби математичного моделювання. При цьому складність математичних моделей залежить від правильного вибору розрахункової схеми та повноти описання всієї множини факторів, які впливають на автопоїзд в реальних умовах експлуатації, точності оцінки та описання силової взаємодії. Аналіз досліджень стійкості руху автомобільних поїздів в гальмівному режимі показав, що узагальнюючим параметром, що характеризує стійкість автопоїзда, можна прийняти початкову швидкість руху V_0 , за якої автомобіль і причіп не виходять за межі ширини смуги руху. На величину цього параметру впливають конструктивні і експлуатаційні параметри автопоїзда і умови його експлуатації. Визначення цього параметра у прямолінійному русі базується на диференціальних рівняннях руху автопоїзда у гальмівному режимі. Інтегрування рівнянь руху виконано для автопоїзда у складі автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" і причепа ПВБФ 15 за різного розташування вантажу в кузові причепа. Встановлено, що стійкість руху автопоїзда за різного розташування вантажу в кузові причепа задовольняє вимогам нормативних документів щодо стійкості руху в процесі гальмування. Максимальні зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля при допустимій швидкості буксирування причепа не перевищують максимально допустимі.

ВИСНОВКИ

Визначені показники стійкості автопоїзда у складі автомобіля Mercedes-Benz T1N "Sprinter" і причепа ПВБФ 15 за різного розташування вантажу в кузові причепа. Встановлено, що для базового варіанту початкова швидкість, за якої забезпечується стійкість автопоїзда в процесі гальмування (бокове зміщення причепа не перевищує допустиме значення 0,075 м), складає 23,2 м/с (83,5 км/год). Зміщення центру мас причепа або вперед, або назад призводить до зменшення початкової швидкості гальмування, причому більш небезпечним є зміщення центру мас назад (початкова швидкість гальмування зменшується від 21,2 до 19,5 м/с). Разом з тим, як для номінального розташування центру мас причепа, так і при його зміщенні вперед або назад, за визначеної початкової швидкості гальмування забезпечується стійкість руху автопоїзда (бічне прискорення у центрі мас автомобілі і причепа не перевищує максимально допустиме 0,45g).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Холоднюк М. Методи аналізу нелінійних математичних моделей / М. Холоднюк, А. Клич, М. Кубічек, М. Марек. – М. : Мир, 1991. – 368 с.
2. Andrejeloski R., Awrejcewicz J. Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle. – Springer, 2005.
3. Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Подригало М. А. та ін.; за ред. М. А. Подригало. Метод парціальних прискорень та його застосування в динаміці мобільних машин. – Харків : Міськдрук, 2012. – 220 с.
4. Сахно В. П., Тімков О. М. Результати чисельного інтегрування рівнянь руху автопоїзда в нелінійній постановці // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – К. : НТУ, ТАУ, 2003. – № 16. – С. 26–30.
5. Файчук М. І., Поляков В. М., Горпінюк А. В., Тімков О. М. Огляд вимог нормативних документів відносно гальмівних властивостей автопоїздів // Вісник НТУ. – 2009. – № 18. – С. 45–50.
6. Кузнецов Р. М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02. – К., 2007. – 176 с.
7. Burton D., Delaney A., Newstead S. et al. Evaluation of Anti-lock Braking Systems Effectiveness. – Royal Automobile Club of Victoria (RACV); Research report. – 2004. – 04/01. – 56 p.
8. Fancher P. Integrating Anti-Lock Braking Systems with the Directional Control Properties of Heavy Trucks. – Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles. – London: IMechE, 1985. – P. 99–109.
9. Kelley Ken. Evaluation ABS in the USA. ABS rule nears. Producers gauge antilock braking systems in terms of safety programs // Concr. Prod. – 1998. – № 7. – P. 28–30.

10. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисюк О. Г. Математична модель гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні з АБС // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". – Луцьк, 2012. – Вип. № 36. – С. 131–136.
11. Подригало М. А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів : монографія. – Харків, 2013. – 220 с.
12. Подригало М. А., Волков В. П., Кірчатий В. І., Бобошко А. А.; за ред. М. А. Подригало. Маневреність і гальмівні властивості колісних машин. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 403 с.
13. Олександров Е. Е., Волков В. П., Волонцевич Д. О. та ін.; за ред. Д. О. Волонцевича. Підвищення стійкості та керуваності колісних машин в гальмівних режимах : монографія. – Харків : НТУ «ХП», 2007. – 320 с.
14. Подригало М. А., Волков В. П., Павленко В. А. та ін.; за ред. М. А. Подригало. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения. – Харків : ХНАДУ, 2006. – 377 с.
15. Подригало М. А., Волков В. М., Бобошко А. А. та ін.; за ред. М. А. Подригало. Динаміка автомобіля. – Харків : ХНАДУ, 2008. – 424 с.
16. Подригало М. А., Коробко А. І. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля // Автомобільний транспорт. Збірник наукових трудів. – Харків : ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33–36.
17. Подригало М. А., Волков В. П., Павленко В. А. та ін.; за ред. М. А. Подригало. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения. – Харків : ХНАДУ, 2006. – 377 с.
18. Подригало М. А., Назаров В. І. Вплив гальмівних моментів на величину динамічних вертикальних реакцій дороги на осях автомобіля [Текст] // Автомобільна промисловість : Науково-технічний журнал. – 2011. – № 8. – С. 23–25.
19. Файчук М. І., Поляков В. М., Горпінюк А. В., Тімков О. М. Огляд вимог нормативних документів відносно гальмівних властивостей автопоїздів // Вісник НТУ. – 2009. – № 18. – С. 45–50.
20. Ребедаїло В. М., Кашканов В. А. Аналіз відповідності вітчизняних вимог до міжнародних щодо гальмових властивостей автомобілів // Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції «Автомобільний транспорт, Проблеми і перспективи». – Севастополь, СевНТУ. – 2003. – С. 18-21.
21. Кравчук П. М., Нілов Р. Ю., Бабін Ю. В. Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні // Науково-виробничий журнал Автомобільний транспорт: У реаліях міжнародного права. – 2014. – № 2(238). – С. 8-10.
22. Поляков В. М., Приходченко Д. Ю., Шарай С. М. Вплив експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового автопоїзда при гальмуванні // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр.. – Севастополь : Вид-во СевНТУ, 2011. – Вип. 121. – С. 61-64.
23. Сахно В. П., Тімков О. М., Гуменюк П. О., Файчук М. І. До визначення показників стійкості автопоїзда // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ. – 2013. – Вип. 27. – С. 31-39.
24. Save fuel, tires and much more with the correct axle and wheel alignment [Електронний ресурс]. – Режим доступу : URL : http://www.josam.se/wp-content/uploads/2014/04/fueltires_gb.pdf. – Назва з екрана.
25. Heavy Truck Axle Alignment Evolution – From the Truck Manufacturer to the User [Електронний ресурс]. – Режим доступу : URL : <http://papers.sae.org/933046>. – Назва з екрана.
26. Сахно В. П., Поляков В. М., Шарай С. М., Босенко В. М. Прикладна теорія руху автопоїзда. – К. : НТУ, 2016.
27. Правила дорожнього руху [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://vodiy.ua/pdr/12/>.

REFERENCES

1. Holodniuk, M., Klych, A., Kubycheck, M., & Marek, M. (1991). *Metody analiza nelineinykh matematicheskikh modelei* [Methods of analysis of nonlinear mathematical models]. Moskva: Mir.
2. Andrejeloski, R., & Awrejcewicz, J. (2005). *Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle*. Springer.
3. Artemov, N. P., Lebedev, A. T., Podrigalo, M. A., et al. (Eds.). (2012). *Metod parcialnykh uskorenii i ego prilozheniia v dinamike mobilnykh mashin* [The method of partial accelerations and its applications in the dynamics of mobile machines]. Kharkiv: Mis'kdruk.
4. Sakhno, V. P., & Timkov, O. M. (2003). Rezul'taty chyselnoho intehratsii rivnian ruhu avtopoizda v nelineinii postanovtsi [Results of numerical integration of the equations of motion of a road train in a nonlinear setting]. *Systemni metody keruvannia, tekhnolohiia ta orhanizatsiia vyrobnytstva, remontu i ekspluatatsii avtomobiliv*, 16, 26-30.
5. Faichuk, M. I., Poliakov, V. M., Horpiniuk, A. V., & Timkov, O. M. (2009). Ohliad vymoh normatyvnykh dokumentiv vidnosno hal'mivnykh vlastyvostei avtopoizdiv [Review of regulatory documents regarding the braking properties of road trains]. *Visnyk NTU*, 18, 45–50.

6. Kuznetsov, R. M. (2007). *Pokrashchannia pokaznykiv stikosti trylankovykh avtopoizdiv u hranichnykh rezhymakh ruhu* [Improvement of stability indicators of three-link road trains in extreme modes of movement] (Candidate of Technical Sciences). Kyiv.
7. Burton, D., Delaney, A., Newstead, S., et al. (2004). *Evaluation of anti-lock braking systems effectiveness*. Royal Automobile Club of Victoria (RACV); Research report, 04/01, 56.
8. Fancher, P. (1985). Integrating anti-lock braking systems with the directional control properties of heavy trucks. In *Anti-Lock Braking Systems for Road Vehicles* (pp. 99-109). London: IMechE.
9. Kelley, K. (1998). Evaluation ABS in the USA. ABS rule nears. Producers gauge antilock braking systems in terms of safety programs. *Concr. Prod.*, 7, 28-30.
10. Kashkanov, A. A., Kashkanov, V. A., & Hrysiuk, O. H. (2012). Matematychna model hal'mivnoho shliakhu avtomobilia pry ekstrenomu hal'muvanni z ABS [Mathematical model of the braking path of a car during emergency braking with ABS]. *Mizhvuzivskyi zbirnyk "Naukovi notatky"*, 36, 131-136.
11. Podrigalo, M. A. (2013). *Novoe v teorii ekspluatatsionnykh svoistv avtomobiley i traktorov* [New in the theory of operational properties of cars and tractors]. Kharkiv.
12. Podrigalo, M. A., Volkov, V. P., Kirchaty, V. I., & Boboshko, A. A. (Eds.). (2003). *Manevrennost' i tormoznye svoistva kolesnykh mashin* [Maneuverability and braking properties of wheeled machines]. Kharkiv: Izd-vo KHADU.
13. Aleksandrov, E. E., Volkov, V. P., Volontsevich, D. O., et al. (Eds.). (2007). *Povyshenie ustoichivosti i upravliaemosti kolesnykh mashin v tormoznykh rezhimakh* [Improving stability and manageability of wheeled machines in braking modes]. Kharkiv: NTU "KhPI".
14. Podrigalo, M. A., Volkov, V. P., Pavlenko, V. A., et al. (Eds.). (2006). *Ustoichivost' kolesnykh mashin protiv zanosa v protsesse tormozheniia i puti ee povysheniia* [Stability of wheeled vehicles against skidding during braking and ways to improve it]. Kharkiv: Izd-vo KHADU.
15. Podrigalo, M. A., Volkov, V. M., Boboshko, A. A., et al. (Eds.). (2008). *Dinamika avtomobilia* [Dynamics of the car]. Kharkiv: Izd-vo KHADU.
16. Podrigalo, M. A., & Korobko, A. I. (2009). Vplyv bortovoi nerivnomirnosti hal'mivnykh syl na vidkhyleniia avtomobilia [The effect of the lateral unevenness of braking forces on the deviation of the car]. *Avtomobil'nyi transport. Sbornik nauchnykh trudov*, 24, 33-36.
17. Podrigalo, M. A., Volkov, V. P., Pavlenko, V. A., et al. (Eds.). (2006). *Ustoichivost' kolesnykh mashin protiv zanosa v protsesse tormozheniia i puti ee povysheniia* [Stability of wheeled vehicles against skidding during braking and ways to improve it]. Kharkiv: Izd-vo KHADU.
18. Podrigalo, M. A., & Nazarov, V. I. (2011). Vliianie tormoznykh momentov na velichinu dinamicheskikh vertikal'nykh reaktzii dorogi na osiakh avtomobilia [The influence of braking moments on the magnitude of dynamic vertical reactions of the road on the axles of the car]. *Avtomobil'naiia promyshlennost'* [Automotive Industry], 8, 23-25.
19. Faichuk, M. I., Poliakov, V. M., Horpiniuk, A. V., & Timkov, O. M. (2009). Ohliad vymoh normatyvnykh dokumentiv vidnosno hal'mivnykh vlastyvostei avtopoizdiv [Review of regulatory documents regarding the braking properties of road trains]. *Visnyk NTU*, 18, 45-50.
20. Rebidailo, V. M., & Kashkanov, V. A. (2003). Analitychnyi oglyad vymog do hal'mivnykh vlastyvostei avtomobiliv [Analytical review of the requirements for the braking properties of cars]. *Materialy VI mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii "Avtomobil'nyi transport, Problemy i perspektyvy"*, Sevastopol: SevNTU, 18-21.
21. Kravchuk, P. M., Nilov, R. Yu., & Babin, Yu. V. (2014). Normuvannia hal'mivnykh vlastyvostei kolesnykh transportnykh zasobiv v Ukraini [Regulation of braking properties of wheeled vehicles in Ukraine]. *Naukovo-vyrobnychiy zhurnal Avtomobil'nyi transport: U realiakh mizhnarodnoho prava*, 2(238), 8-10.
22. Poliakov, V. M., Prykhodchenko, D. Yu., & Sharai, S. M. (2011). Vplyv ekspluatatsiinykh faktoriv na stikist' ruhu trylankovoho avtopoizda pry hal'muvanni [Influence of operational factors on the stability of a three-link road train during braking]. *Visnyk SevNTU*, 121, 61-64.
23. Sakhno, V. P., Timkov, O. M., Humeniuk, P. O., & Faichuk, M. I. (2013). Do vyznachenniia pokaznykiv stikosti avtopoizda [Towards determining the indicators of stability of the road train]. *Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu*, 27, 31-39.
24. Save fuel, tires and much more with the correct axle and wheel alignment. Retrieved from http://www.josam.se/wp-content/uploads/2014/04/fueltires_gb.pdf
25. Heavy Truck Axle Alignment Evolution – From the Truck Manufacturer to the User. Retrieved from <http://papers.sae.org/933046>
26. Sakhno, V. P., Poliakov, V. M., Sharai, S. M., & Bosenko, V. M. (2016). *Prikladna teoriia ruhu avtopoizda* [Applied theory of the movement of a road train]. Kyiv: NTU.
27. Pravyla dorozhnoho ruhu [Traffic Rules]. Retrieved from <https://vodiy.ua/pdr/12/>

V. Sakhno, I. Murovaniy, V. Onyshchuk, S. Stelmashchuk, V., M. Vintsjuk Towards determining the stability of movement of a vehicle with a category O2 trailer in braking mode.

The article analyzes the stability of a road train comprising a Mercedes-Benz T1N “Sprinter” and a PVBF 15 trailer, with different cargo placement scenarios within the trailer's body. The study focuses on the impact of cargo placement on the stability indices of the road train during braking. The critical criterion for assessing stability is the initial speed of movement, at which the road train remains within the confines of a designated traffic lane.

According to the research results, the stability of the road train with the base cargo placement is achieved at an initial speed of 23.2 m/s (83.5 km/h), with the lateral displacement of the trailer not exceeding 0.075 meters. However, changing the cargo position, either by moving the center of mass forward or backward, affects the safe braking speed. Notably, moving the center of mass backward is particularly risky, reducing the speed from 21.2 m/s to 19.5 m/s.

An important aspect of the study is the determination that regardless of the cargo placement method, the stability of the road train is ensured if the lateral acceleration at the center of mass of the car and trailer does not exceed 0.45g. This highlights the importance of responsible cargo distribution during transportation and the need to consider this factor to maintain road safety.

Based on the data obtained, optimal parameters can be determined to ensure maximum safety and stability of the road train. The developed recommendations could assist in the design and operation of road trains with trailers, contributing to enhanced overall road safety.

The research emphasizes the importance of understanding the complexity of interactions in systems with multiple connected elements, which are crucial for ensuring the safety and efficiency of vehicles under real operating conditions.

Keywords: stability of movement, road train, braking, mathematical modeling, category O2 trailer, differential equations, operational characteristics, road safety, coupling, road train dynamics.

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

МУРОВАНІЙ Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, декан факультету транспорту та механічної інженерії Луцького національного технічного університету, e-mail: igor_lntu@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

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

ВІНЦЮК Максим Ярославович, аспірант першого року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, aspirant_vintsjuka@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0009-0006-6932-5518>

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Technical Science, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Igor MUROVANYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Dean of the Faculty of Transport and Mechanical Engineering, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

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

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

Maksym VINTSIUK, first-year postgraduate student at the Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University. aspirant_vintsjuka@lntu.edu.ua, <https://orcid.org/0009-0006-6932-5518>

DOI 10.36910/automash.v1i22.1372