

© В. П. Сахно, докт. техн. наук, професор,  
завідувач кафедри автомобілів  
ORCID: 0002-5144-7131,  
e-mail: svp\_40@ukr.net

(Національний транспортний університет);

© В. П. Онищук, канд. техн. наук,  
завідувач кафедри автомобілів і  
транспортних технологій,  
ORCID: 0000-0002-5316-408X

e-mail: vasy1.onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua;

© С. В. Стельмашук, аспірант другого року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій,  
ORCID: 0009-0009-6981-1040

e-mail: stanislav0077@ukr.net

(Луцький національний технічний університет)

© Volodymyr Sakhno, Doctor of Technical Science,  
Professor, Head of Automobiles Department,  
ORCID: 0000-0002-5144-7131

e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

(National Transport University);

© Vasyl Onyshchuk, PhD in Engineering,  
Head of Automobiles and Transport Technologies  
Department,  
ORCID: 0000-0002-5316-408X

e-mail: vasy1.onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua;

© Stanislav Stelmashchuk, Second-Year  
Postgraduate Student at the Department of  
Automobiles and Transport Technologies,  
ORCID: 0009-0009-6981-1040

e-mail: stanislav0077@ukr.net

(Lutsk National Technical University)

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ПРИЧЕПОМ КАТЕГОРІЇ O2 У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

### INFLUENCE OF DESIGN AND OPERATIONAL FACTORS ON THE STABILITY OF THE CAR WITH TRAILER OF CATEGORY O2 DURING BRAKING MODE

**Анотація.** Останніми роками підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. При цьому значна увага приділяється питанням безпеки руху автопоїздів, зокрема автопоїздів категорії M1, які знайшли широке застосування не тільки в державних і приватних підприємствах, а також серед автомобілістів-аматорів. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є актуальним завданням. Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиночного автомобіля. Ця відмінність пояснюється наявністю додаткових зусиль у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та впливають на рух транспортного засобу загалом. Особливо помітний цей вплив під час гальмування автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є актуальним завданням, яка потребує більш детального аналізу впливу характеру розподілу гальмівних сил на стійкість руху автопоїзда. Таке дослідження проведено на просторовій математичній моделі автопоїзда.

Для визначення поздовжніх і бічних сил, що діють на колеса автопоїзда в процесі гальмування, були визначені нормальні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля і причепа. Ці реакції поряд з питомими гальмівними силами визначають гальмівні сили, що діють на колесах автомобіля і причепа. Так, за сповільнення  $6,0 \text{ м/с}^2$  нормальна реакція опорної поверхні на зведеною вісь причепа зменшується на 25%. За відсутності антиблокувальної системи в гальмівному приводі причепа можливе блокування коліс і порушення стійкості автопоїзда. Тому доцільним є гальмування автопоїзда зі сповільненнями, що не перевищують  $4,0 \text{ м/с}^2$ . При цьому початкова швидкість гальмування, за якої забезпечується стійкість руху автопоїзда, більша його максимальної швидкості. При зміні навантаження причепа при незмінному навантаженні автомобіля за швидкості 25 м/с автопоїзд залишається стійким у всьому діапазоні зміни загальної маси причепа, у той час як за швидкості 30 м/с критичною залишається маса причепа на рівні 2500 кг. Пояснюється це тим, що маса причепа по різному впливає на величину максимальної гальмівної сили, що створюється гальмівним приводом і гальмівною силою, можливою до реалізації. При цьому дуже важливим є завантаження причепа, зокрема бортове завантаження його коліс, що може призвести до нерівномірності гальмівних сил на осях причепа. Показано, що за номінального завантаження автомобіля і причепа при збільшенні нерівномірності гальмівних сил на осях причепа до 30% початкова швидкість гальмування, за якої ще забезпечується стійкість руху автопоїзда, зменшилася майже вдвічі від 35,3 до 19,7 м/с. Тому нерівномірність гальмівних сил на осях причепа слід обмежити на рівні 15%. При цьому буде забезпечена стійкість руху автопоїзда і безпечність його експлуатації.

**Ключові слова:** автомобіль, причіп, автомобільний поїзд, бортове і осьове навантаження, гальмування, початкова швидкість, стійкість руху.

**Abstract.** In recent years, enterprises and private manufacturers in Ukraine have mastered the production of a wide range of towed vehicles. Significant attention is given to the issues of road safety for road trains, particularly those of category M1, which have found widespread use not only among state and private enterprises but also among amateur motorists. Ensuring the safety of such road trains is a pressing task.

The movement characteristics of a road train fundamentally differ from those of a single vehicle. This difference is explained by the presence of additional forces in the articulated connections of the vehicle components, as well as the forces and moments acting on its individual components, which influence the movement of the vehicle as a whole. This influence is particularly noticeable during the braking of a road train, which can be accompanied by the folding of components and a loss of vehicle stability. Ensuring the safety of such road trains is a pressing task that requires a more detailed analysis of the impact of the distribution of braking forces on the stability of the road train's movement. Such research was conducted on a spatial mathematical model of the road train.

To determine the longitudinal and lateral forces acting on the wheels of a road train during braking, the normal reactions of the support surface on the wheels of the vehicle and trailer were determined. These reactions, along with the specific braking forces, determine the braking forces acting on the wheels of the vehicle and trailer. For example, with a deceleration of  $6.0 \text{ m/s}^2$ , the normal reaction of the support surface on the twin axle of the trailer decreases by 25%. In the absence of an anti-lock braking system in the trailer's brake drive, wheel lockup and loss of road train stability are possible. Therefore, it is advisable to brake the road train with decelerations not exceeding  $4.0 \text{ m/s}^2$ . In this case, the initial braking speed that ensures the stability of the road train's movement is higher than its maximum speed. When changing the trailer's load while the vehicle's load remains unchanged at a speed of 25 m/s, the road train remains stable throughout the entire range of the trailer's total mass variation, whereas at a speed of 30 m/s, the critical mass of the trailer remains at 2500 kg. This is explained by the fact that the trailer's mass affects the magnitude of the maximum braking force created by the braking system and the braking force that can be realized. The loading of the trailer, particularly the side loading of its wheels, is very important as it can lead to uneven braking forces on the trailer's axles. It is shown that with the nominal loading of the vehicle and trailer, increasing the unevenness of the braking forces on the trailer's axles up to 30% reduces the initial braking speed, which still ensures the stability of the road train's movement, by almost half from 35.3 to 19.7 m/s. Therefore, the unevenness of the braking forces on the trailer's axles should be limited to 15%. This will ensure the stability of the road train's movement and the safety of its operation.

**Keywords:** automobile, trailer, road train, side and axle load, braking, initial speed, movement stability.

## Вступ

Історія розвитку автомобільного транспорту нерозривно пов'язана з підвищенням вимог до безпеки руху. Особливо актуальною стала ця проблема останнім часом, коли чітко простежуються тенденції збільшення кількості транспортних засобів на дорогах України і значного збільшення швидкостей руху. Безпека конструкції автотранспортних засобів (далі – АТЗ), яка істотно впливає на ризик виникнення дорожньо-транспортної пригоди (далі – ДТП) та тяжкість їхніх наслідків, є предметом жорсткого законодавчого регулювання у більшості країн світу. На жаль, в Україні перелік і рівень вимог законодавчо регульованої сфери до параметрів, що характеризують пасивну та активну безпеку АТЗ, значно нижчий ніж у країнах ЄС [1, 2].

В останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них належать причепа та напівпричепа з тентами та бортовими платформами, напівпричепа з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепа контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепа-розпуски, причепа сортиментовози тощо. За період із 2010

року до 2021 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 176 моделей причепів українського виробництва [3]. Така кількість моделей причіпної техніки обумовлена значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам щодо розмірів та масових параметрів відносно забезпечення безпечних умов експлуатації. Розробка нових конструкцій причепів і оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається завдяки модернізації та створення нових вузлів, агрегатів і систем, використання сучасних комплектуючих і матеріалів. При цьому значна увага приділяється питанням безпеки руху автопоїздів, зокрема автопоїздів категорії М1, які знайшли широке застосування не тільки в державних і приватних підприємствах, а також серед автомобілістів-аматорів. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є актуальним завданням.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиничного автомобіля. Ця відмінність пояснюється наявністю додаткових зусиль у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і

моментів, які діють на його окремі ланки та впливають на рух транспортного засобу загалом. Особливо помітний цей вплив під час гальмування автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу [4]. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах і напрямках, що змінює навантаження на окремі колеса. Вплив бічних сил призводить до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, що може спричинити відведення або ковзання його коліс. Багато дослідників [4-8] вважають, що можливим фактором втрати стійкості автомобіля при гальмуванні є поява обертового моменту в горизонтальній площині через нерівномірність дії гальмівних механізмів. Це обумовлює різні за величиною гальмівні моменти на колесах однієї осі транспортного засобу. Поява такого моменту може призвести до заносу транспортного засобу, а при гальмуванні автопоїзда – до складання його ланок.

Над встановленням та аналізом критеріїв стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі та нормуванням гальмівних властивостей автомобілів і автопоїздів працювали також автори робіт [9-11]. Аналізуючи ці роботи, можна з'ясувати, що як критерії стійкості руху автомобілів і автопоїздів у різних режимах 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  $\pm 3\%$  Вг (Вг – габаритна ширина ланки); кут складання автопоїзда.

Окрім згаданих факторів, на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі вагомо впливає бортова нерівномірність гальмівних сил. Нерівномірність може виникнути через порушення регулювання гальмівних механізмів або через вплив зовнішніх факторів (потрапляння вологи, пилу, бруду на робочі поверхні гальмівних механізмів; дефекти у виготовленні гальмівних накладок тощо). У роботах [13-19] автори акцентують увагу на негативному впливі бортової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автомобіля через появу обертового моменту в горизонтальній площині. Автори роботи [8]

стверджують, що обертовий момент, спричинений бортовою нерівномірністю гальмівних сил, призводить до бокового відхилення автомобіля навіть при незаблокованих колесах будь-якої осі.

Під час експлуатації автопоїздів особливо небезпечними є екстрені гальмування, оскільки вони здебільшого супроводжуються блокуванням коліс. У роботах [5, 8, 10-13] доведено, що навіть для одиничних автомобілів під час гальмування із заблокованими задніми колесами нерівномірність на передній осі є недопустимою, оскільки вона спричиняє занос транспортного засобу. Автори роботи [7, 10-18] підкреслюють небезпеку екстреного гальмування транспортного засобу з бортовою нерівномірністю гальмівних сил з погляду стійкості. Дослідники наголошують, що зі збільшенням початкової швидкості гальмування та нерівномірності дії гальмівних механізмів коліс однієї осей автомобілів і автопоїздів значно зростають величина гальмівного шляху, а також поперечні та кутові відхилення транспортних засобів.

Проведений аналіз дозволив з'ясувати, що проблема стійкості руху автопоїздів у гальмівному режимі досліджена достатньо повно. Проте менше уваги приділено питанням стійкості гальмування автопоїзда з урахуванням завантаження причепа та розподілу навантаження на його осі як у поздовжньому, так і поперечному напрямках. Зокрема, більш детального аналізу потребує дослідження впливу характеру розподілу гальмівних сил по осях та бортах автопоїзда на показники стійкості його руху в гальмівному режимі. Особливої уваги потребує вивчення спільного впливу цих факторів. У зв'язку з цим *метою роботи* є дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість автомобіля з причепами категорії O1 і O2 у гальмівному режимі

### Основна частина

Автопоїзд, що розглядається, **рис. 1** [20], складається із двох модульних ланок, які своєю чергою складаються із кінематично незалежних елементів – тягового автомобіля і причепа. За модульної побудови автопоїзда несуча система причепа спирається на свій візок, колеса якого неповоротні. У ведучої ланки передня вісь має керовані

колеса, кути повороту яких  $\theta_1$  і  $\theta_1'$ , причому  $\theta_1 > \theta_1'$ . Колеса задньої осі тягового автомобіля – неповоротні, розташовані позаду його центру мас.

Введемо такі позначення:

$m, I, m_1, I_1$  – центр мас, маса і центральний момент інерції тягового автомобіля і причепа щодо вертикальної осі;

$\mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$  – курсові кути ланок автопоїзда;

$\varphi_1$  – кут складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

$v, u, v_1, u_1$  – поздовжня і бокова проєкції швидкості тягового автомобіля і причепа;

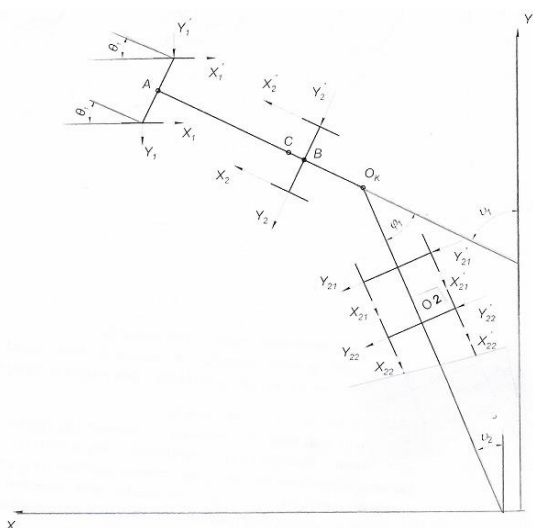
$\omega$  – кутова швидкість тягового автомобіля;

$M_k = f(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$  – момент опору повороту причепа;

$X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij}$  – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда.

Геометричні параметри автопоїзда:

$a=CA, b=CB, c=CO_K; d_1=O_1C_1, c_1=C_1O_2, l_1=d_1+c_1$ .



**Рис. 1.** Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті [20]

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда з двовісним причепом доводиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель автопоїзда повинна по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, оскільки це значно знижує потенційні можливості її аналізу. Тому введемо такі спрощення і припущення [17]:

- складові елементи модульного автопоїзда є абсолютно жорсткі тіла;

- вантаж на причепі розташований так, що центри мас ланок, а також тягово-зчипний пристрій, що з'єднує їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланок;

- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центру мас тягового автомобіля;

- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній опорній поверхні;

- взаємодія коліс з опорною поверхнею проявляється через реакції опорної поверхні, які є функціями кутів відведення;

- поворотними є тільки передні колеса тягового автомобіля, кути повороту яких рівні між собою, тобто  $\theta_1 = \theta_1' = \theta$ ;

- гіроскопічні моменти і моменти від неурівноважених обертових мас не враховуються;

- на автопоїзд діють наступні сили: сили опору коченню  $X_{ij}$ , сили опору бічному відведенню шин  $Y_{ij}$ , вертикальні реакції опорної поверхні  $Z_{ij}$ , сили інерції  $P_i$ , момент опору повороту причепа  $M_i$ .

Запишемо рівняння автопоїзда у плоскопаралельному русі [20]:

- для поздовжньої швидкості центру мас тягового автомобіля:

$$(m + m_1)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \sin \phi_1 - (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \cos \phi_1] = -(X_1 \cos \theta + Y_1 \sin \theta + X_1' \cos \theta' + Y_1' \sin \theta') - (X_2 + X_2') + \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X_{2j}') \times \cos \phi_1 - (Y_{2j} + Y_{2j}') \sin \phi_1];$$

для поперечної швидкості центра мас тягового автомобіля:

$$(m + m_1)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = -(X_1 \sin \theta - Y_1 \cos \theta + X_1' \sin \theta' - Y_1' \cos \theta') + (Y_2 + Y_2') - \sum_{j=1}^2 (X_{2j} + X_{2j}') \times \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \phi_1;$$

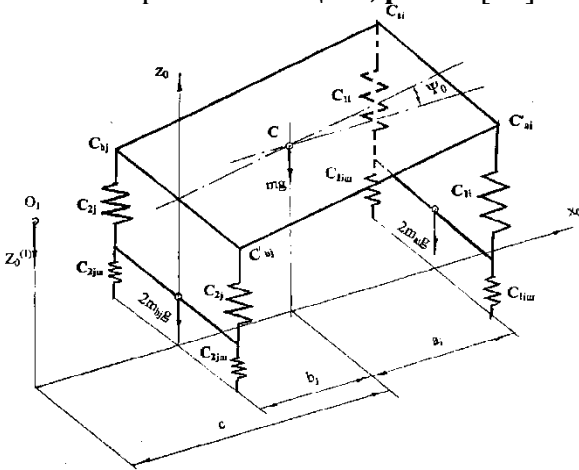
- для кутової швидкості тягового автомобіля:

$$I\dot{\omega} + [\dot{\omega}c - (U + V\omega)]cm_1 + cm_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = H(X_1 \cos \theta + Y_1 \sin \theta - X_1' \cos \theta' - Y_1' \sin \theta') + \varepsilon(X_1 + X_1') + a(Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta + Y_1' \cos \theta' - X_1' \sin \theta') + [(X_2 - X_2')H_1 - (Y_2 + Y_2')b] - c \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \times \cos \phi_1];$$

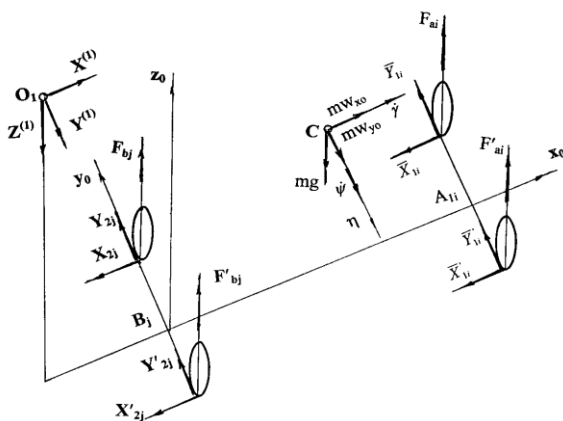
- для причепа:

$$[I_1 + m_1 d_1^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\phi}) + m_1 d_1 \times [(V - U \omega + c \omega^2) \times \sin \phi + (V \omega - \dot{U} - c \omega^2) \times \cos \phi] = I_1 \sum_{j=1}^2 [(Y_{2j} + Y_{2j}') + M_{1j}].$$

Доповнимо рівняння автопоїзда у плоскопаралельному русі рівняннями, що описують рух автопоїзда у поздовжньо вертикальній і поперечній площині, **рис. 2** [20]:



a)



b)

**Рис. 2.** До визначення положення статичної (а) і динамічної (б) рівноваги тягового автомобіля

Отримаємо:

- по змінній  $z$ :

$$\begin{aligned} & (m + m_1) \ddot{z} + (m + m_1) \ddot{\psi} (c \times \cos \psi + h \sin \psi) + m_1 \ddot{\psi}_1 (d_1 \cos \psi_1 + h_1 \sin \psi_1) = \\ & = (m + m_1) \dot{\psi}_1^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) + m_1 (h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) \dot{\psi}_1^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [z_a^0 - z - \\ & - atg\psi - \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi tg \gamma] + \\ & + 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z_b^0 - z - b_1 tg \psi_1); \end{aligned}$$

- по змінній  $\psi$ :

$$\begin{aligned} & -(m + m_1) c \ddot{z} + [I_y + (m + m_1) c (c \times \cos \psi + h_0 \sin \psi)] \ddot{\psi} + m_2 c \ddot{\psi}_1 (d_1 \cos \psi_1 + h_{01} \sin \psi_1) = \\ & = -c (m + m_1) \dot{\psi}_1^2 \times (h_0 \cos \psi - c \sin \psi) - m_1 c (h_{01} \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) \dot{\psi}_1^2 + \\ & + 2 a q_{1i} [z_{ai}^0 - z - atg\psi - \frac{\varepsilon}{2} \cos \psi tg \gamma] - 2 b q_{2j} [-z - z_b^0 - btg\psi]; \end{aligned}$$

- по змінній  $\gamma$ :

$$\begin{aligned} I_{x0} \ddot{\gamma} = & -Y^{(1)} (h \cos \psi - c \sin \psi) - 2H \times \\ & \times \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} \times [H + \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta_1 + \cos \theta'_1) \cos \psi tg \gamma - \\ & - 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (H + \varepsilon)^2 \cos \psi tg \gamma + z [(Y_{1i} + Y_{1i}') + \\ & + (Y_{2j} + Y_{2j}')] + \varepsilon \sum F_a^0 (\cos \theta - \cos \theta') + \\ & + q_{1i} [z_a^0 (\cos \theta - \cos \theta')]; \end{aligned}$$

змінній  $\psi_2$ :

$$\begin{aligned} & -m_1 d_1 \ddot{z} + m_1 d_1 (c \times \cos \psi + h_0 \sin \psi) \ddot{\psi} + [I_{y1} + m_1 d_1 (d_1 \cos \psi_1 + h_{01} \sin \psi_1)] \ddot{\psi}_1 = \\ & = -m_1 d_1 \dot{\psi}_1^2 (h_0 \cos \psi - c \sin \psi) - m_1 d_1 (h_{01} \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) \dot{\psi}_1^2 - \\ & - (h_{01} \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1) X^{(1)} - 2(b_1 + d_1) q_{2j} \times \\ & \times [z_{b1}^0 - z_{c1} - b_1 tg \psi_1 - \frac{\varepsilon}{2} \times \cos \psi_1 tg \gamma_1]; \end{aligned}$$

змінній  $\gamma_2$ :

$$\begin{aligned} I_{x1} \ddot{\gamma}_1 = & z_1 \sum_{j=1}^{n2} (Y_{2jn} + Y_{2jn}') + (h_1 \cos \psi_1 - \\ & - d_1 \sin \psi_1) Y^{(1)} - 2H_1 \cos \psi_1 tg \gamma_1 \times q_{2j}. \end{aligned}$$

У системах рівнянь (1, 2) прийняті такі позначення:

$m, m_1, I, I_1$  – маса і момент інерції тягового автомобіля і причепа відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас;

$I_{x0}, I_{x1}$  – момент інерції тягового автомобіля і причепа щодо поздовжньої осі, що проходить через центр мас;

$V, U, \omega$  – поздовжня, бічна і кутова швидкість тягового автомобіля;

$\phi_i$  – кут складання автопоїзда;

$X_1, Y_1, X'_1, Y'_1, X_2, X'_2, Y_2, Y'_2, Y'_{2j}$  – поздовжня і бічна реакція на колесах (правого і лівого) тягового автомобіля;

$Y_{2jn}, Y'_{2jn}$  – бічні реакції на колесах осей причепа;

$M_1$  – момент опору повороту причепа;

$a, b, a_1, b_1$  – координати центру мас тягового автомобіля і причепа;

$a_i, b_i, a_j, b_j$  – координати центру підресорених мас тягового автомобіля і причепа ( $i=1,2; j=1,2$ );

$c$  – відстань від точки зчипки тягового автомобіля з причепом;

$d_1$  – відстань від центру мас причепа до точки зчипки з тяговим автомобілем;

$H, H_1$  – половина колії передніх коліс тягового автомобіля і причепа;

$h, h_1$  – висота центру мас тягового автомобіля і причепа;

$h_0, h_{01}$  – висота центру підресорених мас тягового автомобіля і причепа;

$\varepsilon$  – плече обкатки керованих коліс тягового автомобіля;

$\theta_1, \theta'_1$  – кути повороту правого і лівого керованих коліс автомобіля;

$\psi, \gamma, \psi_1, \gamma_1$  – кути тангажу і крену тягового автомобіля і причепа;

$C_{1i}, C_{2j}, C_{1ш}, C_{2ш}$  – відповідно радіальні жорсткості підвісок і шин;

$q_{1i}, q_{2j}$  – суть приведені жорсткості двох послідовно з'єднаних пружних елементів – підвіски та шин (**рис. 3**);

$Z_{ai}^o, Z_{bi}^o$  – аплікати точок  $C_{ai}$  і  $C_{bj}$  над опорною поверхнею при недеформованих підвісках і шинах у положенні статичної рівноваги, **рис. 2**;

$Z, Z_{C2}$  – апліката центру мас тягового автомобіля і причепа над опорною поверхнею при недеформованих підвісках і шинах у положенні статичної рівноваги, **рис. 2**;

$X^{(1)}, Y^{(1)}$  – поздовжня і бічна реакція у тягово-зчипному пристрої;

$F_{ai}^o$  – нормальна реакція опорної поверхні на колеса передньої осі тягового автомобіля.

У системи рівнянь (1, 2) входять поздовжні і бічні реакції, що діють на колеса

автопоїзда, а також реакції в тягово-зчипному пристрої.

У гальмівному режимі поздовжні реакції  $X_{i,j}$  визначаються як:

$$X_{i,j} = Z_{i,j} \times \gamma_{\tau i,j}, \quad (3)$$

де  $Z_{i,j}$  – нормальна реакція опорної поверхні на  $i, j$  колесо автопоїзда;

$\gamma_{\tau i,j}$  – питома гальмівна сила на  $i, j$  колесі автопоїзда.

Бічні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда визначені за формулою Д. А. Антонова [15]:

$$Y = q k_{y0e} \delta, \quad (4)$$

де  $k_{y0e}$  – екстремальне значення коефіцієнта опору відведення  $k_{y0}$  (при  $\delta=0$ ) залежно від вертикального навантаження на колесо  $k_{y0} = f(Z)$ ;

$q$  – коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення,

$$q = q_N q_T q_g q_j q_k q_{ш} q_{\varphi} q_{зк} q_{нв} \quad (5)$$

Корегуючі коефіцієнти, які входять до складу формули, враховують вплив різних факторів, а саме:  $q_N$  – вертикальне навантаження;  $q_T$  – тягові та гальмівні зусилля на колесах;  $q_\gamma$  – кут нахилу колеса до площини дороги під час його вертикального переміщення;  $q_\varphi$  – якість дорожнього покриття;  $q_k$  – коливання колеса під час його руху нерівною поверхнею;  $q_{ш}$  – тиск повітря у шині;  $q_{гр}$  – властивості ґрунтової дороги;  $q_{зк}$  – наявність у конструкції автомобіля задніх керованих коліс;  $q_{нв}$  – неусталене відведення.

Зважаючи на те, що такі автопоїзди експлуатуються зазвичай по дорогах із твердим покриттям, коефіцієнти  $q_\gamma, q_k, q_{зк}, q_{нв}, q_\varphi, q_{ш}$  можна прийняти рівними одиниці. Отже, залишилися тільки коефіцієнти  $q_N, q_T$ . Тоді:

$$Y = q_N q_T k_{y0e} \delta \quad (6)$$

Коефіцієнт  $q_N$  визначається залежністю [15]:

$$q_N = 1 - 0,6 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^2 + 0,4 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^3 -$$

$$- 0,1 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right) - 0,1 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}}$$

де  $\Delta R_{Z3} = R_Z - R_{Z3}$ ,

$R_Z$  – нормальна реакція опорної поверхні на колеса автопоїзда;

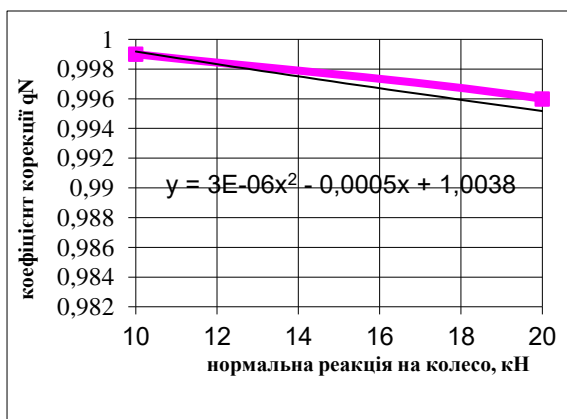
$R_{Z3}$  – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню.

Коефіцієнт впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню коліс борту автопоїзда визначається залежністю [15]:

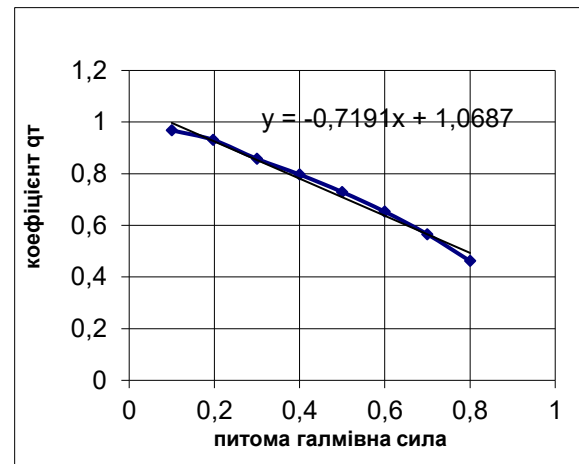
$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{R_X}{\phi R_Z} \right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_X}{R_Z}} \quad (7)$$

де  $R_X$  – гальмівна сила на колесах осей автопоїзда,  $\frac{R_X}{R_Z} = \gamma$  – питома гальмівна сила.

Автомобільний поїзд, що розглядається, обладнано шинами розміром 225/65 R16. Для цих шин, навантажень на колеса автомобіля і причепа і питомих гальмівних сил визначені коефіцієнти  $q_N$  і  $q_T$ , **рис. 3, 4**.



**Рис. 3.** Зміна коефіцієнта корекції  $q_N$  залежно від нормальної реакції опорної поверхні



**Рис. 4.** Зміна коефіцієнта корекції  $q_T$  в залежності від питомої гальмівної сили

Із наведених залежностей випливає, що збільшення навантаження на колесо і збільшення питомої гальмівної сили призводять до зменшення коефіцієнтів корекції  $q_N$  і  $q_T$ , а відповідно і його коефіцієнта опору відведенню, що необхідно враховувати під час визначення показників стійкості автопоїзда.

Відповідно до геометричних параметрів шин коліс автомобіля і причепа за величини номінального тиску повітря в шинах екстремальне значення коефіцієнта опору відведення  $k_{\gamma 0e}$  склало  $k_{\gamma 0e1} = 58700$  Н/рад.

Для визначення поздовжніх і бічних сил, що діють на колеса автопоїзда в процесі гальмування, необхідно визначити нормальні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля і причепа. Використовуючи результати роботи [4] і приймаючи навантаження на передню і задню вісь причепа однаковими, для нормальних реакцій на осях автопоїзда отримаємо:

- на осях причепа:

$$Z_n = Z_{no} - \frac{G_n}{g} J_{an} D - \frac{G_a + G_n}{g} \gamma \times J_{an} \times E,$$

де  $J_{an}$  – сповільнення автопоїзда;

$$Z_{no} = G_n \frac{l_n}{l_n + d}, \quad D = \frac{h_{gn} - h_{kp}}{l_n + d}, \quad E = \frac{h_{kp}}{l_n + d},$$

- на передню вісь автомобіля:

$$Z_{1a} = Z_{1ao} + \frac{G_n}{g} J_{an} F - \frac{G_a + G_n}{g} \gamma J_{an} G + G_{na} \frac{(h_g - h_{kr})}{l_c + L_0},$$

$$\text{де } Z_{1ao} = G_a \frac{b}{L_0} + G_n \frac{l_c d}{L_0 (l_n + d)}, \quad G = \frac{h_{kp}}{L_0} - \frac{l_c h_{kp}}{L_0 (l_n + d)},$$

$$F = \frac{G_a}{G_n} \times \frac{h_{gT}}{L_o} + \frac{h_{kp}}{L_o} + \frac{l_c(h_{gn} - h_{kr})}{L_o(l_n + d)};$$

- на задню вісь автомобіля:

$$Z_{2a} = Z_{2ao} - \frac{G_n}{g} J_{an} A + \frac{G_a + G_n}{g} \lambda J_{an} B - G_{na} \frac{(h_g - h_{kr})}{l_c + L_o},$$

$$\text{де } Z_{2ao} = G_a \frac{a}{L_o} + \left(1 - \frac{l_c}{L_o}\right) G_n \times \frac{d}{d + l_n},$$

$$A = \frac{G_a}{G_n} \times \frac{h_{gT}}{L_o} + \frac{h_{kp}}{L_o} - \left(1 - \frac{l_c}{L_o}\right) \times \frac{h_{gn} - h_{kr}}{l_n + d},$$

$$B = \frac{h_{kp}}{L_o} + \left(1 - \frac{l_c}{L_o}\right) \times \frac{h_{kr}}{l_n + d}.$$

- поздовжня реакція у зчпному пристрої:

$$P_{kp} = \frac{J_{an}}{g} G_n \left(1 - \frac{\gamma}{m}\right),$$

де  $m = \frac{G_a}{G_a + G_n}$  – коефіцієнт масової характеристики автопоїзда;

$$m = 3500/6300 = 0,555;$$

$\gamma$  – коефіцієнт, що показує, яку частину загальної гальмівної сили автопоїзда створює причіп,  $\gamma = 0,44$ ;

$Z_{po}, Z_{1ao}, Z_{2ao}$  – статичні опорні реакції на колеса причепа, передньої і задньої осі автомобіля;

$l_n$  – база причепа,  $l_n = 1,4$  м;

$L_o$  – база автомобіля,  $L_o = 3,55$  м;

$d$  – відстань від центру мас причепа до точки зчпки з автомобілем,  $d = 1,95$  м;

$h_{gn}$  – висота центру мас причепа,  $h_{gn} = 0,85$  м;

$h_{kr}$  – висота розташування точки зчпки автомобіля і причепа,  $h_{kr} = 0,25$  м;

$h_{gT}$  – висота центру мас автомобіля,  $h_{gT} = 0,8$  м;

$a$  – відстань від центру мас автомобіля до передньої осі,  $a = 1,90$  м;

$b$  – відстань від центру мас автомобіля до задньої осі,  $b = 1,65$  м;

$l_c$  – відстань від центру мас автомобіля до точки зчпки з причепом,  $l_c = 1,85$  м;

$G_a$  – сила тяжіння від повної маси автомобіля,  $G_a = 34300$  Н;

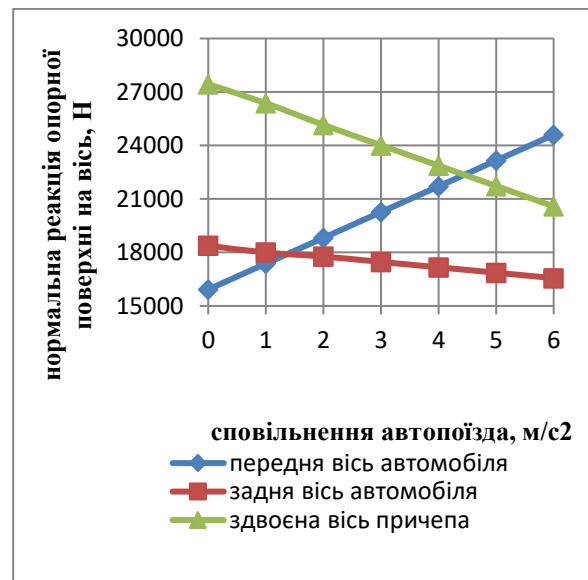
$G_n$  – сила тяжіння від повної маси причепа,  $G_n = 27440$  Н.

На **рис. 5** наведені результати розрахунку опорних реакцій на колеса автопоїзда за різного сповільнення автопоїзда. Як видно з наведених даних, за сповільнення  $6,0$  м/с<sup>2</sup> нормальна реакція опорної поверхні на здвоєну вісь причепа зменшується на 25%. За відсутності антиблокувальної системи в гальмівному приводі причепа можливе блокування коліс і порушення стійкості автопоїзда. Тому доцільним є гальмування автопоїзда зі сповільненнями, що не перевищують  $4,0$  м/с<sup>2</sup>. При цьому зменшення реакції опорної поверхні на здвоєну вісь причепа не перевищуватиме 16,7%.

Нормальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда поряд з питомими гальмівними силами визначають гальмівні сили, що діють на колесах автомобіля і причепа:

$$P_{Ti} = X_i = Z_i \times \gamma_T,$$

де  $\gamma_T$  – питома гальмівна сила.

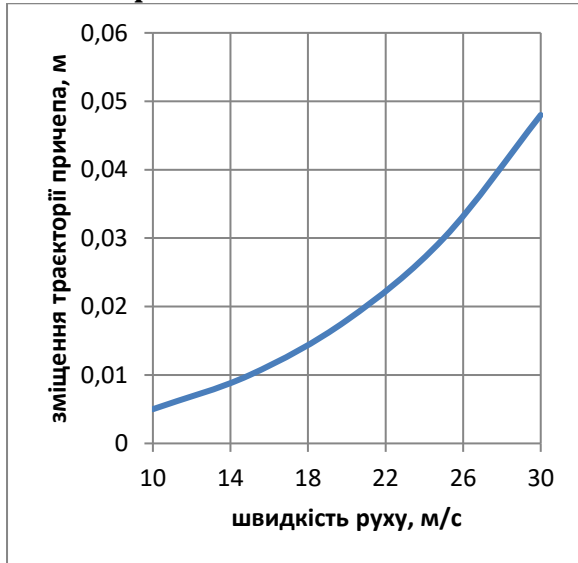


**Рис. 5.** Зміна нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда у функції сповільнення

Після визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда було проведено інтегрування системи рівнянь (1), що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, за таких вихідних даних [20]:  $m=3500$ ;  $m_1=2800$ ;  $I_z=1839,0$ ;  $I_{x0}=1210,5$ ;  $I_y=1987,5$ ;  $I_{z1}=311,2$  кг×м<sup>2</sup>,  $I_{x1}=241,5$  кг×м<sup>2</sup>,  $I_{y1}=278,5$  а=1,90; b=1,65; a<sub>1</sub>=0,65; b<sub>1</sub>=0,55; c=2,45; d=1,95; H=0,85; H<sub>1</sub>=0,85; h=0,58; h<sub>0</sub>=0,25; h<sub>1</sub>=0,45; h<sub>01</sub>=0,20; q<sub>1i</sub>=1,08×10<sup>5</sup>; q<sub>2j</sub>=1,25×10<sup>5</sup>;

$q_{2jn} = 0,78 \times 10^5$ ;  $z_{ai}^o = 0,49$ ;  $z_{bi}^o = 0,42$ ;  $z = 0,58$ ;  
 $z_{c2} = 0,45$ ;  $F_{ai}^o = 15925$ .

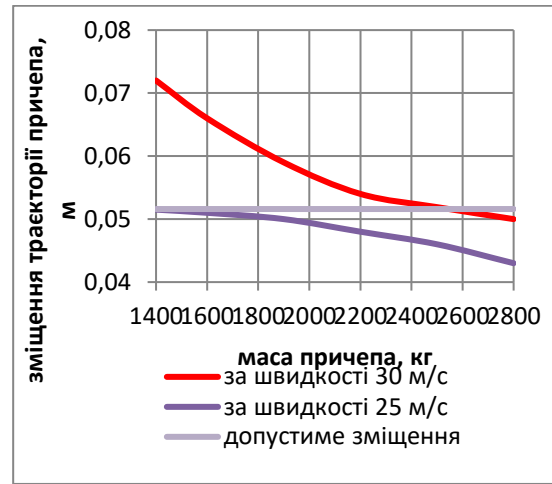
У якості оціночного показника стійкості автопоїзда в процесі гальмування прийнята максимальна швидкість, за якої автопоїзд не виходить за межі допустимої смуги руху. На першому етапі дослідження приймалося номінальне навантаження автомобіля і причепа і рівність гальмівних сил на колесах осей автомобіля і причепа силами зчеплення. Результати розрахунку представлені на **рис. 6**.



**Рис. 6.** Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля при гальмуванні автопоїзда

Як видно з наведеного **рис. 6**, навіть за швидкості 30 м/с автопоїзд залишається стійким, оскільки максимальне зміщення траєкторії  $\Delta s$  причепа щодо траєкторії автомобіля не перевищило  $\pm 3\%$  від колії причепа і склало  $\Delta s = 0,048$  м при допустимому  $\Delta s = 0,03 \times 1,72 = 0,0516$  м.

На другому етапі досліджень розглядався вплив навантаження причепа при незмінному навантаженні автомобіля на величину початкової швидкості руху під час гальмування автопоїзда, **рис. 7**.



**Рис. 7.** Зміщення траєкторії причепа щодо траєкторії автомобіля при зміні маси причепа і гальмуванні автопоїзда за різної початкової швидкості

Як видно з **рис. 7**, за швидкості 25 м/с автопоїзд залишається стійким у всьому діапазоні зміни загальної маси причепа, у той час як за швидкості 30 м/с критичною залишається маса причепа на рівні 2500 кг. Пояснюється це тим, що маса причепа по різному впливає на величину максимальної гальмівної сили, що створюється гальмівним приводом і гальмівною силою, можливою до реалізації.

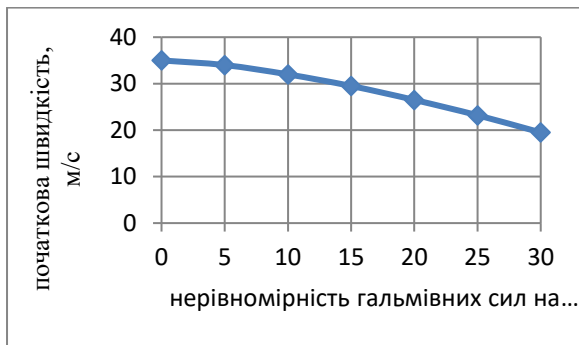
У процесі експлуатації автопоїзда не завжди можна завантажити причіп так, щоб навантаження на усі його колеса було однаковим. Різне навантаження коліс причепа призводить до зміщення центру мас причепа як в поздовжньо вертикальній, так і поздовжньо поперечній площинах, що може призвести до зміни початкової швидкості гальмування, за якої забезпечується стійкість руху автопоїзда.

Наступним етапом досліджень було вплив нерівномірності гальмівних сил на осях причепа на початкову швидкість гальмування. У практиці експлуатації автопоїздів з причепами категорії 01 і 02 зустрічається нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі до 30 %. Така нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі або на колесах осей з одного боку може призвести до появи обертового моменту в площині дороги, який можна визначити як:

$$M_n = (P_{T1} - P_{T2})B ,$$

де  $P_{T1}$ ,  $P_{T2}$  – гальмівні сили на правому і лівому колесах причепа;  
 $B$  – колія причепа.

Цим моментом доповнено рівняння для причепа системи рівнянь (1). У результаті інтегрування системи рівнянь (1) отримана залежність початкової швидкості, за якої забезпечується стійкість руху автопоїзда, від нерівномірності гальмівних сил на осі (осях) причепа, **рис. 8**.



**Рис. 8.** Залежність початкової швидкості гальмування, за якої забезпечується стійкість руху автопоїзда, від нерівномірності гальмівних сил на осях причепа

Аналіз даних, **рис. 8**, показує на небезпечність нерівномірності гальмівних сил на осях причепа. Так, за номінального завантаження автомобіля і причепа (повна маса відповідно  $m_1=3500$  кг і  $m_2=2800$  кг) при збільшенні нерівномірності гальмівних сил на осях причепа до 30% початкова швидкість гальмування, за якої ще забезпечується стійкість руху автопоїзда (максимальне зміщення траєкторії  $\Delta s$  причепа щодо траєкторії автомобіля не перевищило 0,0516 м) зменшилася майже вдвічі від 35,3 до 19,7 м/с. Тому нерівномірність гальмівних сил на осях причепа варто обмежити на рівні 15%. При цьому початкова швидкість гальмування автопоїзда з номінальною масою причепа і нерівномірністю гальмівних сил на осях причепа буде такою ж, як і для автопоїзда з номінальною масою причепа  $m_2=2500$  кг, що зустрічається в експлуатації автопоїздів.

**Обговорення результатів.** На сьогодні автомобільні поїзди у складі легкового (вантажного) автомобіля з причепами категорії O2 знайшли широке застосування не тільки в державних і приватних підприємствах, а також серед автомобілістів-аматорів. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є

актуальним завданням, яке потребує більш детального аналізу впливу характеру розподілу гальмівних сил на стійкість руху автопоїзда. Таке дослідження проведено на просторовій математичній моделі автопоїзда.

Для визначення поздовжніх і бічних сил, що діють на колеса автопоїзда в процесі гальмування, були визначені нормальні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля і причепа. Ці реакції поряд з питомими гальмівними силами визначають гальмівні сили, що діють на колесах автомобіля і причепа. Так, за сповільнення  $6,0$  м/с<sup>2</sup> нормальна реакція опорної поверхні на здвоєну вісь причепа зменшується на 25%. За відсутності антиблокувальної системи в гальмівному приводі причепа можливе блокування коліс і порушення стійкості автопоїзда. Тому доцільним є гальмування автопоїзда зі сповільненнями, що не перевищують  $4,0$  м/с<sup>2</sup>. При цьому зменшення реакції опорної поверхні на здвоєну вісь причепа не перевищуватиме 16,7%. Водночас оціночним показником стійкості автопоїзда в процесі гальмування прийнято максимальну швидкість, за якої автопоїзд не виходить за межі допустимої смуги руху. За номінального навантаження автомобіля і причепа, а також рівності гальмівних сил на колесах осей автомобіля і причепа силам зчеплення навіть за швидкості 30 м/с автопоїзд залишається стійким, оскільки максимальне зміщення траєкторії причепа не перевищує допустиме.

Під час зміни навантаження причепа при незмінному навантаженні автомобіля за швидкості 25 м/с автопоїзд залишається стійким у всьому діапазоні зміни загальної маси причепа, у той час як за швидкості 30 м/с критичною залишається маса причепа на рівні 2500 кг. Пояснюється це тим, що маса причепа по різному впливає на величину максимальної гальмівної сили, що створюється гальмівним приводом і гальмівною силою, можливою до реалізації. При цьому дуже важливим є завантаження причепа, зокрема бортове завантаження його коліс, що може призвести до нерівномірності гальмівних сил на осях причепа. Так, за номінального завантаження автомобіля і причепа (повна маса відповідно  $m_1=3500$  кг і  $m_2=2800$  кг) при збільшенні нерівномірності гальмівних сил на осях причепа до 30% початкова швидкість гальмування, за якої ще

забезпечується стійкість руху автопоїзда (максимальне зміщення траєкторії  $\Delta s$  причепа щодо траєкторії автомобіля не перевищило 0,0516 м) зменшилася майже вдвічі від 35,3 до 19,7 м/с. Тому нерівномірність гальмівних сил на осях причепа варто обмежити на рівні 15 %.

Отримані результати свідчать про суттєвий вплив осьового і бортового навантаження коліс осей причепа на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі. Вважається доцільним у майбутньому розглянути спільну дію осьового і бортового навантаження на стійкість руху автопоїзда з розробленням відповідних рекомендацій для забезпечення безпеки експлуатації таких автопоїздів.

### Висновки

1. Розроблена просторова математична модель автомобіля з причепом категорії O2. У якості оціночного показника стійкості автопоїзда в процесі гальмування прийнята максимальна швидкість, за якої автопоїзд не виходить за межі допустимої смуги руху.

2. За номінального навантаження автомобіля і причепа, а також рівності гальмівних сил на їх колесах силам зчеплення за швидкості 30 м/с автопоїзд залишається стійким, оскільки максимальне зміщення траєкторії причепа менше допустимого.

3. Встановлено, що за швидкості 25 м/с автопоїзд залишається стійким у всьому діапазоні зміни загальної маси причепа, у той час як за швидкості 30 м/с критичною залишається маса причепа на рівні 2500 кг. Пояснюється це тим, що маса причепа по різному впливає на величину максимальної гальмівної сили, що створюється гальмівним приводом і гальмівною силою, можливою до реалізації.

4. Показано на небезпечність нерівномірності гальмівних сил на осях причепа. Так, за номінального завантаження автомобіля і причепа при збільшенні нерівномірності гальмівних сил на осях причепа до 30% початкова швидкість гальмування, за якої ще забезпечується стійкість руху автопоїзда зменшилася майже вдвічі від 35,3 до 19,7 м/с. Тому нерівномірність гальмівних сил на осях причепа варто обмежити на рівні 15%. При цьому буде забезпечена стійкість руху автопоїзда і безпечність його експлуатації.

### References

1. Faichuk, M. I., Polyakov, V. M., Gorpinyuk, A. V., & Timkov, O. M. (2009). Review of regulatory document requirements concerning the braking properties of road trains. *Bulletin of NTU*, 18, 45-50.
2. Kravchuk, P. M., Nilov, R. Yu., & Babin, Yu. V. (2014). Standardization of braking properties of wheeled vehicles in Ukraine. *Scientific and Production Journal "Automobile Transport: In the Realities of International Law"*, 2, 238, 8-10.
3. Chovcha, I. V. (2022). On the selection of layout and mass parameters of trailers for passenger cars. *Scientific and Production Journal "Autoshlyakhovyk Ukrainy"*, 4, 14-20. DOI: 10.33868/0365-8392-2022-4-272-14-20.
4. Sakhno, V. P., Polyakov, V. M., Yashchenko, D. M., & Popelysh, D. M. (2021). On the issue of braking articulated buses. *Autoshlyakhovyk Ukrainy*, 2, 10-17.
5. Podrigalo, M. A., & Korobko, A. I. (2009). Influence of onboard uneven braking forces on vehicle deviation. *Automobile Transport. Collection of Scientific Works*. Kharkiv: KHNAHU, 24, 33-36.
6. Polyakov, V. M., Prikhodchenko, D. Yu., & Abramov, D. A. (2007). Theoretical study of the effect of axial unevenness of braking forces on the stability of a road train. *Bulletin of SNU named after Volodymyr Dahl*. Luhansk: VNTU, 6, 112, 59-62.
7. Progniy, P. B. (2014). Analysis of the braking process of a saddle road train without wheel locking. *Project Management, Systems Analysis and Logistics: Scientific Journal*, 13, 138-146. Kyiv: NTU.
8. Prydyba, V. T. (2010). Results of the calculation of the trajectory of an emergency-braked car with a non-working brake mechanism of the right front wheel. *Theory and Practice of Forensic Expertise and Criminalistics*, 10, 455-460.
9. Kravchuk, P. M., Nilov, R. Yu., & Babin, Yu. V. (2014). Standardization of braking properties of wheeled vehicles in Ukraine. *Scientific and Production Journal "Automobile Transport: In the Realities of International Law"*, 2, 238, 8-10.
10. Podrigalo, M. A., Volkov, V. P., Kirchaty, V. I., & Boboshko, A. A. (2003). Maneuverability and braking properties of wheeled vehicles. Edited by M. A. Podrigalo. Kharkiv: KHNAHU, 403.
11. Alexandrov, E. E., Volkov, V. P., Volontsevich, D. O., et al. (2007). Improving the stability and controllability of wheeled vehicles in braking modes: Monograph. Edited by D. O. Volontsevich. Kharkiv: NTU "KhPI", 320.
12. Alexandrov, E. E., Volkov, V. P., Volontsevich, D. O., et al. (2007). Improving the stability and controllability of wheeled vehicles in braking modes: Monograph. Edited by D. O. Volontsevich. Kharkiv: NTU "KhPI", 320.

13. Podrigalo, M. A., & Nazarov, V. I. (2011). Influence of braking moments on the magnitude of dynamic vertical road reactions on the vehicle axles. *Automotive Industry: Scientific and Technical Journal*, 8, 23-25.
14. Sakhno, V. P., Polyakov, V. M., Stelmaschuk, V. V., & Popelysh, D. M. (2022). Determination of the stability parameters of a three-link trailer road train in braking mode. *Modern Technologies in Mechanical Engineering and Transport: Scientific Journal*. Lutsk: LNTU, 1, 18, 143-154. ISSN 2313-5425.
15. Determination of the stability of a vehicle with a category O2 trailer in braking mode. *Modern Technologies in Mechanical Engineering and Transport*, (2024), 296-306.
16. Volodymyr Sakhno, Viktor Polyakov, Igor Murovany, Svitlana Sharai, Oleg Lyashuk, Uliana Plekan, Oleg Tson, Mariana Sokol. (2023). Stability of the two-link metrobus. *Communications*. 2, 25. Retrieved from <https://doi.org/10.26552/com.C.2023.023/B77-85>. (Scopus, Q3).
17. Marchuk, R., Sakhno, V., Chovcha, I., Marchuk, N., Marchuk, M. (2023). To determine stability of the road train with O1-category trailer. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 119, 159-170. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.119.9>. (Web of Science, Scopus, Q4).
18. Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Svitlana Sharai. (2019). Improving of transitway operating properties. TNTU, Scientific Publishing House "SciView", 133-140. Retrieved from <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/28701?locale=hu>
19. Polyakov, Viktor, & Hirman, Danil. (2019). Analytical review of electronic systems for controlling braking forces on vehicle wheels. *System i Srodki Transportu Samochodowego*. Poland, Rzeszow, 33-41.
20. Sakhno, V. P., Stelmaschuk, V. V., & Pazin, R. V. (2018). Determination of the stability parameters of a vehicle with a category O2 trailer. *Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia*. Monograph No. 15, Series: Transport. Rzeszow, 93-102.