

В.П.Сахно¹, В.М.Поляков¹, В.В. Стельмашук², Д.М.Попелиш¹
¹ Національний транспортний університет
² Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

У процесі екстреного гальмування ймовірність порушення стійкості автопоїзда зростає, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. В роботі розглядається стійкість автопоїзда в режимі гальмування. Зважаючи на те, що у випадку, що розглядається, сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях автобусів не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда, досить складну систему – триланковий причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи – три автобуси, що гальмують незалежно.

При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опірної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Розглянута динаміка гальмування триланкового пасажирського автопоїзда у складі трьох автобусів МАЗ-206. Показано, що врахування перерозподілу навантаження по осям і бортам автобуса за нерівності гальмівних сил по колесам його осей призводить до суттєвої зміни ГСР автобусного поїзда. Так, якщо при жорстких підвісках і шинах за швидкості 15 м/с автобусний поїзд за односторонньої нерівномірності гальмівних сил вже виходив за межі допустимої смуги руху, то з урахуванням деформацій підвіски і шин він за цієї швидкості залишався ще в межах допустимої смуги руху. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс передніх осей у порівнянні із задніми, що забезпечило більший радіус повороту траєкторії автобуса, а відповідно і зменшенню відхилення траєкторії автобусів від прямолінійної.

Ключові слова: автобус, гальмування, нерівність гальмівних сил, стійкість, габаритна смуга руху

ВСТУП

Застосування автобусів з пасажирськими причепами дозволяє знизити економічні та екологічні витрати за рахунок застосування в години пік ПС з причепом, а в міжпіковий час того ж ПС без причепа. Тобто, автобуси з причепом можуть дати те, чого не можуть дати такі ж по місткості зчленовані автобуси. І автобусні причепа почали повертатися [1]. Як приклад, пасажирський причіп до автобусу, спроектований німецькою компанією Göppel Bus. Так, зараз, в XXI столітті вони взяли і спроектували самий звичайний причіп. Звичайно, сучасний, з низькою підлогою і системою зниження його рівня по команді водія (кнілінг). Причіп має довжину 8350 мм або 11090 мм, і разом з автобусом формується потяг довжиною від 17,7 до 22,65 метрів. Можна зробити і більше, але сумарна довжина поїзда, рух якого допускається по дорогах загального користування, обмежена.



Рисунок 1 – Автобус з причепом [1]

Оскільки основна проблема таких транспортних засобів полягає в їх безпеці, цьому питанню інженери приділили підвищену увагу:

- на причепі встановлені антиблокувальна гальмівна система і електронна система стабільності;
- на причепі встановлено відеокамеру контролю дверей, що дозволяє водієві спостерігати за посадкою в причіп, а також контролювати ситуацію в причепі під час руху

На відміну від причіпного автопоїзда з пасивним причепом більш перспективним може бути автобусний поїзд на основі декількох ідентичних автобусів, що працюють в зчепленні. Так, у роботі [2] розглянуті питання маневреності і стійкості руху триланкового причіпного автобусного поїзда на основі трьох автобусів МАЗ-206, що працюють в зчіпці. Проте гальмівні властивості такого автопоїзда не розглядалися.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При наявності в автопоїзда більше трьох ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого багатоланкового АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер руху усіх ланок. Враховуючи те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації три- та багатоланкових автопоїздів у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень гальмівних властивостей, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру [3].

Безпечний рух будь-якого транспортного засобу, у тому числі і автобусного поїзда, багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі, його стійкістю і керованістю як у тяговому, так і гальмівному режимі. У даний час задача визначення умов стійкості вантажних автопоїздів у тяговому режимі є достатньо вивченою. Так, у роботах [4,5] проведено спрощений аналіз маневреності і стійкості комбінацій транспортних засобів, таких як тягач у поєднанні з одним або двома напівпричепами або вантажівка та повний причіп. Комбінації автомобілів розглядаються як лінійні динамічні системи з двома ступенями свободи для кожного блоку. Рівняння руху виведені з урахуванням впливу гальмування та прискорення та отримано характерне рівняння для руху з постійною швидкістю. У роботі [6] розроблені тривимірні динамічні моделі автомобіля та причепа, на основі яких побудована динамічна модель поїзда. На основі теорії наближення першого порядку звичайних диференціальних рівнянь та теорії біфуркації Хопфа вивчається лінійна та нелінійна стійкість кожного елемента та автопоїзда в цілому при прямолінійному русі. Чисельні результати показують, що для нелінійної і лінійної моделі критичні швидкості мало розрізняються між собою. У роботі [7] рівняння вертикальної і бокової динаміки дорожнього транспортного засобу з 6 ступенями вільності зведені до матричної форми. Досліджено рух такого засобу у вертикальній і боковій площинах. Показано, що розроблений метод може бути застосований для аналізу стійкості руху, зокрема пасажирських поїздів як у тяговому, так і гальмівному режимі. У роботі [8] розглянуто багатоваріантне розширення методу D2-IBC (Data Driven - Inversion Based Control) та детально обговорено його застосування щодо контролю стабільності руху автопоїздів. У роботі [9] побудована модель поїзда із 31 ступенем вільності за допомогою пакету AutoSim, і показані напрямки поліпшення стійкості поїзда. При цьому показано, що його стабільність може бути значно покращена за допомогою інертера, який вважається ефективним для підвищення стабільності та продуктивності багатоланкових поїздів. Однак як показує практика, визначення характеру поведінки системи в області нестійкості й виявлення причин їх виникнення дотепер не втратило своєї актуальності.

У роботі [10] проведено спрощений аналіз спрямованості стійкості комбінацій транспортних засобів, таких як трактор у поєднанні з одним або двома напівпричепами або вантажівка та повний причіп. Комбінації автомобілів розглядаються як лінійні динамічні системи з двома ступенями свободи для кожного блоку. Рівняння руху виведені з урахуванням впливу гальмування та прискорення та отримано характерне рівняння для руху з постійною швидкістю. Критерії Рута розглядаються, щоб розрізнити стійкість і нестабільність, розглядаючи коливальні та аперіодичні рухи окремо. Особлива увага приділяється поведінці автомобіля під час гальмування з обговоренням впливу різних конструктивних параметрів та розподілу гальмівних сил, що діють на колеса. Нарешті, представлена нова конструкція сидельного пристрою для стабілізації комбінацій трактор-напівпричіп. У роботі [11] показано, що вантажні автомобілі з великою кількістю причепів (МТАНВ) демонструють нестабільні режими руху на високих швидкостях, включаючи складання ланок, розгойдування причепа та перекидання. Ці нестабільні, несприятливі режими руху можуть призвести до дорожньо-транспортних пригод. З іншого боку, ці транспортні засоби мають погану маневреність на низьких швидкостях. Це вимагає знаходити компромісний зв'язок між маневреністю на низьких швидкостях і бічною стійкістю на високих швидкостях.

На відміну від шарнірно-з'єднаних машин, кінематична модель причіпного автопоїзда є більш складною [12]. Більш складні рівняння причіпного автопоїзда з керованими причепами можна інтерпретувати віртуальними рульовими колесами, що розміщені на причепах, з кутом повороту, що є нелінійним зворотним зв'язком від вихідного стану конфігурації. Доступна для цієї останньої системи багатоланцюгова форма може бути відновлена також для загального багатоланкового автопоїзда, якщо замінити додаткові входи рульового управління петлями зворотного зв'язку, отримання яких представляє собою нову складну задачу. Успіх у рішенні подібних задач залежить від того, наскільки вдало обрана математична модель і її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у різних режимах руху. У роботі [13] складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для

визначення показників маневреності і стійкості руху, проте ці рівняння можуть характеризувати стійкість АТЗ тільки у тяговому режимі і прямолінійному русі. Їх використання для оцінки стійкості АТЗ у гальмівному режимі може призвести до суттєвих похибок.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

У зв'язку з цим **метою роботи** є дослідження стійкості автопоїзда у гальмівному режимі та аналіз факторів, що впливають на показники гальмівної динамічності.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У процесі екстреного гальмування ймовірність порушення стійкості автопоїзда зростає, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. Тому розглянемо стійкість автопоїзда в режимі гальмування. Зважаючи на те, що у випадку, що розглядається, сили взаємодії в тягово-зчіпних пристроях автобусів не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда, досить складну систему – триланковий причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи – три автобуси, що гальмують незалежно.

При прикладенні до колеса радіуса r гальмівного моменту M виникає гальмівна сила [3]

$$X = \begin{cases} \frac{M}{r}, & \text{якщо } \frac{M}{r} < \phi Z \\ \phi Z, & \text{якщо } \frac{M}{r} \geq \phi Z \end{cases},$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення коліс автопоїзда з опорною поверхнею;

Z – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автопоїзда.

Прямолінійний рух автопоїзда в режимі гальмування будемо вважати практично стійким, якщо ширина коридору руху буде дорівнювати половині ширини смуги руху. Звідси витікає, що бокове переміщення ланок автопоїзда не повинно перевищувати 1,0 м.

При дослідженні стійкості руху автопоїзда розглядають, як правило, плоскопаралельний рух його ланок. При цьому вважають, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Гальмування автобусного поїзда може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса його ланок, а при нерівномірності гальмівних сил по колесам осей автобусного поїзда – до зміни напрямку руху від прямолінійного до криволінійного. Для реалізації криволінійного руху динамічним способом (із-за нерівності гальмівних моментів на колесах однієї осі) повинно забезпечуватися певне співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів машини [14]. У роботі [15] зазначений спосіб повороту трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого та забігаючого бортів. У роботах [16, 17] отримані рівняння динаміки кругового руху машини при комбінованому способі управління поворотом

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tg\alpha}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2\alpha} \times \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} - \frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2\alpha + \frac{B}{2L^2 m} tg\alpha \times \left(\frac{M_{k1}'' - M_{k1}'}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}'' - M_{k2}'}{r_{d2}} \right) \right] = 0$$

(6)

Якщо припустити, що поворот автобуса за рахунок різних моментів на колесах бортів автобуса є усталеним, тобто $\frac{d\omega}{dt} = 0$, то перший добуток системи рівнянь (6) не може дорівнювати 0, а лише другий, тобто

$$\left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) + \frac{B}{2L^2 m} tg\alpha \times \left(\frac{M_{k1}'' - M_{k1}'}{r_{d1}} - \frac{M_{k2}'' - M_{k2}'}{r_{d2}} \right) \right] - \left[\frac{fg}{L} + \frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2\alpha \right] = 0 \quad (7)$$

Позначимо:

$$\frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) = a$$

$$\frac{B}{2L^2m} \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) = b$$

$$\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} = c$$

Тоді рівняння (7) можна представити у вигляді

$$a \times \operatorname{tg}^2 \alpha - b \times \operatorname{tg} \alpha + c = 0, \quad (8)$$

розв'язком якого є

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b \pm \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a},$$

де α – середній кут повороту керованих коліс;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автобуса МА3-206 на горизонтальну площину, $b=1,54$ м;

m – маса автобуса, $m=12910$ кг;

L – поздовжня колісна база автобуса, $L=4,27$ м;

M_{k1} ; M_{k2} – сумарні гальмівні моменти на колесах передньої та задньої осей автобуса,

$M_{k1,2} = Z_{k1,2} \times \varphi \times r_{d1,2}$; $M_{k1}=11497$ Нм; $M_{k2}=20381$ Нм;

Z_k – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автобуса; $Z_{k1} = \frac{m \times b \times g + P_z \times h}{L} = 27373,8$ Н

$Z_{k2} = \frac{m \times a \times g - P_z \times h}{L} = 48526,2$ Н

φ – коефіцієнт зчеплення, $\varphi=0,6$;

r_{d1} ; r_{d2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс ($r_{d1} = r_{d2} = r_d = 0,42$ м);

f – коефіцієнт опору кочення коліс автобуса, $f=0,02$;

h – висота центра мас автобуса, $h=1,54$ м;

i_z – радіус інерції автобуса відносно вертикальної осі;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля у напрямку поздовжньої осі;

M''_{k1} ; M''_{k1} – гальмівні моменти на внутрішньому і зовнішньому передніх колесах;

$M'_{k1,2} = 0,6 M_{k1,2}$; $M''_{k1} = 0,4 M_{k1,2}$;

$M'_{k1} = 6898,4$ Нм; $M''_{k1} = 4606,4$ Нм; $M'_{k2} = 12228,6$ Нм; $M''_{k2} = 8153,8$ Нм.

При гальмуванні автобуса з максимальною інтенсивністю гальмівна сила на колесах осей автобуса визначиться як

$$P_{zk} = P_{\varphi k} = Z_k \times \varphi, \quad (9)$$

Нормальні реакції опорної поверхні на колесах передньої і задньої осі автобуса в процесі гальмування без урахування деформації підвіски і шин визначаються як

$$Z_1 = \frac{G_a \times b + P_z h_c}{L}, \quad Z_2 = \frac{G_a \times a - P_z h_c}{L}, \quad (10)$$

де P_G – гальмівна сила автобуса.

Прийmemo, що гальмівні моменти на колесах однієї осі автобуса не рівні між собою, причому на першому і третьому автобусі $M'_{k1,3} = 0,6M_{\epsilon1,3} = 0,6$, $M''_{k1,3} = 0,4M_{\epsilon1,3}$, а на другому автобусі $M'_{k2} = 0,4M_{\epsilon2}$, $M''_{k2} = 0,6M_{\epsilon2}$. За таких значень гальмівних моментів створюється повертальний момент, що призводить до криволінійного руху, радіус траєкторії якого визначається як-би кутом повороту керованих коліс на кут $\alpha = 5,05^\circ$ для першого і третього автобуса і $\alpha = -5,05^\circ$ – для другого автобуса, тобто траєкторія руху першого і третього автобуса відхиляється до центру повороту, а другого – навпаки від центру повороту. При цьому траєкторією руху автобусів буде дуга кола радіусом $R = L / \operatorname{tg} \alpha = 49,65$ м, а гальмівний шлях за повного використання сил зчеплення усіх коліс автобуса $S = v^2 / 2g\phi = 19,13$ м, що призведе до відхилення траєкторії першого автобуса від прямолінійної траєкторії на $\Delta = 1,65$ м до центру повороту, другого автобуса – на таку ж величину від центру повороту і третього автобуса – на таку ж величину до центру повороту. При зменшенні швидкості до 10 м/с $\operatorname{tg} \alpha = 0,0524$ і $\alpha = 2,95^\circ$, $R = 81,49$ м, $S = 8,06$ м і $\Delta = 0,446$ м, що вже залишає автобус у межах полоси руху.

Для реальної конструкції автобуса зв'язок між підресореними і непідресореними масами здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними і демпфуючими властивостями, тобто можна припустити, що підресорені маси здійснюють коливання на пружних елементах з приведеною жорсткістю. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні, рис. 2. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування рухів автобуса у вертикальній, поздовжній і поперечній площинах. Для кожного із цих рухів система рівнянь для кожного автобуса автобусного поїзда була записана у вигляді [3]:

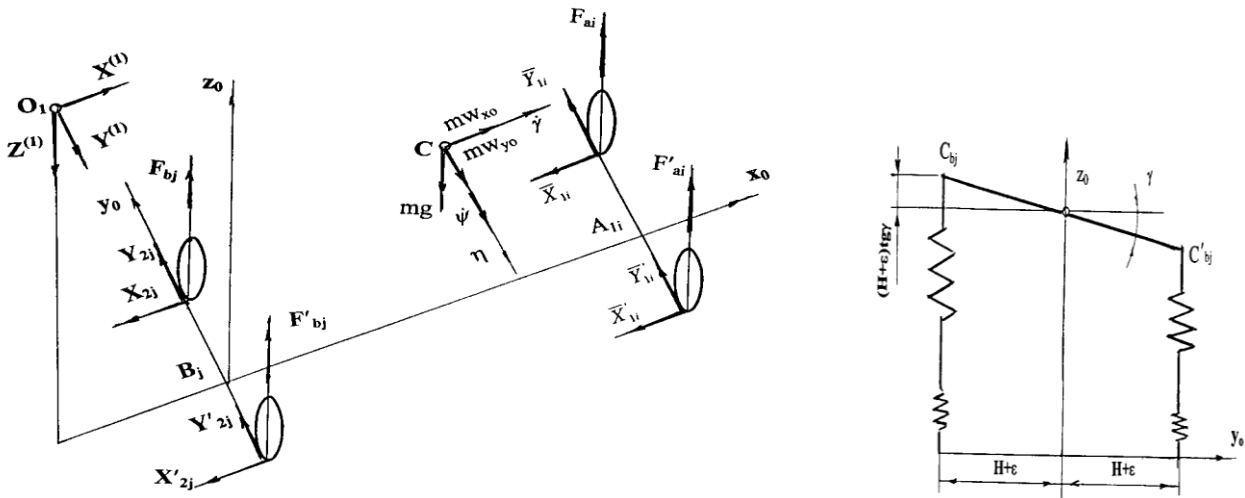


Рисунок 2 – Схеми сил, що діють на перший автобус

- по змінній z_1

$$m_1 \ddot{z}_1 = -Z_1^{(1)} + q_{11}[2z_{a1}^o - (z_{a1} + z'_{a1})] + q_{12}[2z_{b1}^o - (z_{b1} + z'_{b1})];$$

- по змінній Ψ_1

$$I_1 \ddot{\Psi}_1 = c_1 Z_1 + a_1 q_{11}[2z_{a1}^o - (z_{a1} + z'_{a1})] - b_1 q_{12}[2z_{b1}^o - (z_{b1} + z'_{b1})] - [(X_{11} + X'_{11}) + (X_{12} + X'_{12})] z_1 - X^{(1)}(z_{o1} - z_1) - F_{a1}^o(\sin \theta_1 - \sin \theta'_1) - \varepsilon \{q_{11}[z_{a1}^o(\sin \theta_1 - \sin \theta'_1) - (z_{a1} \sin \theta_1 - z'_{a1} \sin \theta'_1)]\};$$

- по змінній γ_1

$$I_{x1}\ddot{\gamma}_1 = -Y^{(1)}(z_{o1} - z_1) + (H_1 + \varepsilon_1)q_{12}(z'_{b1} - z_{b1}) + H_1q_{11}(z'_{a1} - z_{a1}) + \varepsilon_1\{F_{a1}^o(\cos\theta_1 - \cos\theta'_1) + q_{11}[z_a^o(\cos\theta_1 - \cos\theta'_1) - (z_{a1}\cos\theta_1 - z'_{a1}\cos\theta'_1)]\} + [(\bar{Y}_{11} + \bar{Y}'_{11}) + (Y_{12} + Y'_{12})]z_1;$$

- по змінній z_2

$$m_2\ddot{z}_{c2} = -Z^{(2)} + 2c_{b21}[h_{c2} - z_{c2} - b_2(tg\psi_{2o} - tg\psi_2)] + Z^{(1)};$$

- по змінній ψ_2

$$I_2\ddot{\psi}_2 = c_2Z_2 + (z_{c2} - z_{o2})X^{(2)} - Z_2a_2 + X^{(1)}(z_{c2} - z_{o2}) - 2b_2q_2[h_{c2} - z_{c2} - b_2(tg\psi_{2o} - tg\psi_2)] - H_2^2 \cos\psi_2 tg\gamma_2 c_{b21} \sin 2\theta_1;$$

- по змінній γ_2

$$I_{x2}\ddot{\gamma}_2 = Y^{(2)}(z_{o2} - z_{c2}) - H_2^2 \cos\psi_2 tg\gamma_2 c_{b21} + Y^{(1)}(z_{c1} - z_{o1});$$

- по змінній z_3

$$m_3\ddot{z}_{c3} = -Z^{(3)} - m_3g + (F_{a3} + F'_{a3}) + (F_{b3} + F'_{b3});$$

- по змінній ψ_3

$$I_3\ddot{\psi}_3 = Z^{(3)}d - \bar{X}^{(2)}(z_{c2} - z_{o2}) - (F_{b3} + F'_{b3})b_3 - (X_3 + X'_3)z_{c3} + [F_{a3}(a_3 - \varepsilon_3 \sin\theta_3) + F'_{a3}(a_3 + \varepsilon_3 \sin\theta'_3)];$$

- по змінній γ_3

$$I_{x3}\ddot{\gamma}_3 = -Y^{(3)}(z_{o3} - z_{c3}) + (H_3 + \varepsilon_3)(F_{b3} - F'_{b3}) + F_{a3}(H_3 + \varepsilon_3 \cos\theta_3) - F'_{a3}(H_3 + \varepsilon_3 \cos\theta'_3) + [(\bar{Y}_{a3} + \bar{Y}'_{a3}) + (Y_{b3} + Y'_{b3})]z_{c3}. \quad (11)$$

У системі рівнянь (11) прийняті такі позначення:

I_{yi} – момент інерції ланок автопоїзда відносно поперечної осі, що проходить через центр їх мас;

I_{xi} – момент інерції ланок автопоїзда відносно поздовжньої осі, що проходить через центр їх мас;

c_{b21} , $c_{b21ш}$ – відповідно жорсткість підвіски і шин другого автобуса;

F_{ai}^o , F_{bj}^o – вертикальні реакції і-ої передньої і j-ої задньої опор на кістяк першого автобуса;

Z_{ij}^{oi} – вертикальна реакція в тягових пристроях;

Z_{ij} – вертикальна реакція опорної поверхні на колеса автомобільного поїзда;

q_{ij} – приведена жорсткість підвіски осей автопоїзда;

z_{oi} – висота розташування точок зчипки ланок автопоїзда у статиці;

z_{ci} – висота розташування центру мас ланок автопоїзда у статиці;

h_{c2} – висота розташування тягово-зчипного пристрою;

H_1 – половина колії відповідної осі автопоїзда

ε_1 – зміщення центру мас ланки автопоїзда при дії бічної сили.

Інтегрування рівнянь руху (11) здійснювалося за таких параметрів автопоїзда:

$a_i=2,73$; $b_i=1,54$; $c_i=4,92$; $m_i=12910$; $J_{zi}=53100$; $J_{yi}=19283$; $J_{xi}=45587$; $a_2=5337$ мм; $b_2=1600$ мм; $q_{1i}=6000$; $c_{b21}=800$; $c_{b21ш}=2400$; $k_f=0,02$; $k_{1i}=160000$; $k_{2i}=320000$; $h_i=30$, $H=3150$ мм; $h_g=1,54$ м; $\varphi_i=0,6$; $\theta_{0i}=0$; $\theta_i=\theta_{0i} + k_{\theta i} \times n$; $k_{\theta i}=0,05$; $n=1,2 \dots 10$; $\psi = 5,88$; $Z_{ii}^o=45629$; $Z_2^o=1000$; $F_{ai}^o=41066$; $F_{bi}^o=68900$; $z_{oi}=0,52$; $z_{c1}=1,54$; $h_{ci}=0,45$; $H_{i1}=0,95$; $V=10,15$ м/с.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати інтегрування системи рівнянь (9) наведені на рис. 3 – 5. Так, на рис. 3 наведені графіки зміни кута тангажу автобуса, рис. 3а, і нормальної реакції на колесах передньої осі автобуса, рис. 3б, при його гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

Аналіз наведених графіків показує, що протягом першої секунди має місце найбільша зміна як кута тангажу (до $3,74^\circ$), так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса (до 36,5%) за швидкості 15 м/с, що свідчить про інтенсивну роботу підвіски, демпфування в якій призводить до більш інтенсивного загасання кута тангажу у порівнянні зі зміною нормальної реакції. причому ця зміна має коливальний характер. Зменшення початкової швидкості гальмування до 10 м/с (в 1,5 рази) призводить майже до пропорційного зменшення як кута тангажу, так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса. Таке довантаження коліс передньої осі автобуса, а відповідно і розвантаження коліс задньої осі може призвести до суттєвої зміни коефіцієнта опору бічному відведенню коліс цих осей, а разом з тим і до зміни показників стійкості руху автобуса в процесі гальмування.

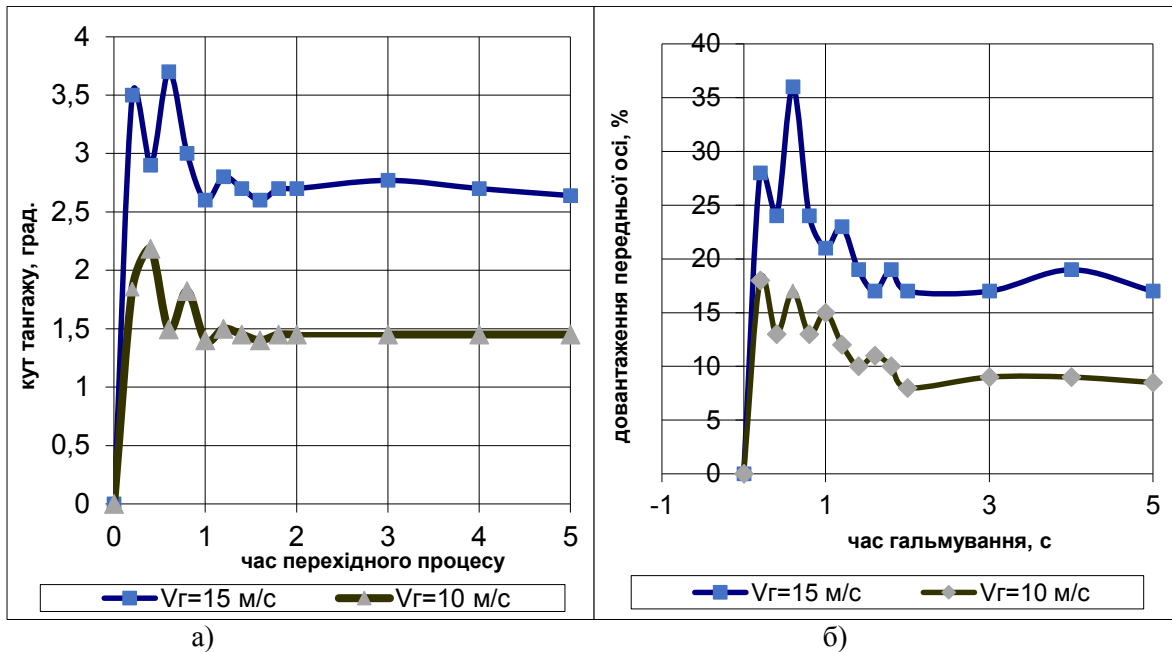


Рисунок 3 – Зміна кута тангажу автобуса (а) і нормальної реакції на колесах передньої осі автобуса (б) при його гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

На рис. 4 наведені графіки зміни кута крену і бічного прискорення при русі автобуса по дузі кола в процесі гальмування. Бічне прискорення на рівні 0,32 g, хоч і забезпечує стійкість автобуса в такому режимі, проте призводить до суттєвої зміни навантажень по колесах його бортів, що необхідно також враховувати при визначенні показників стійкості автобусного поїзда.

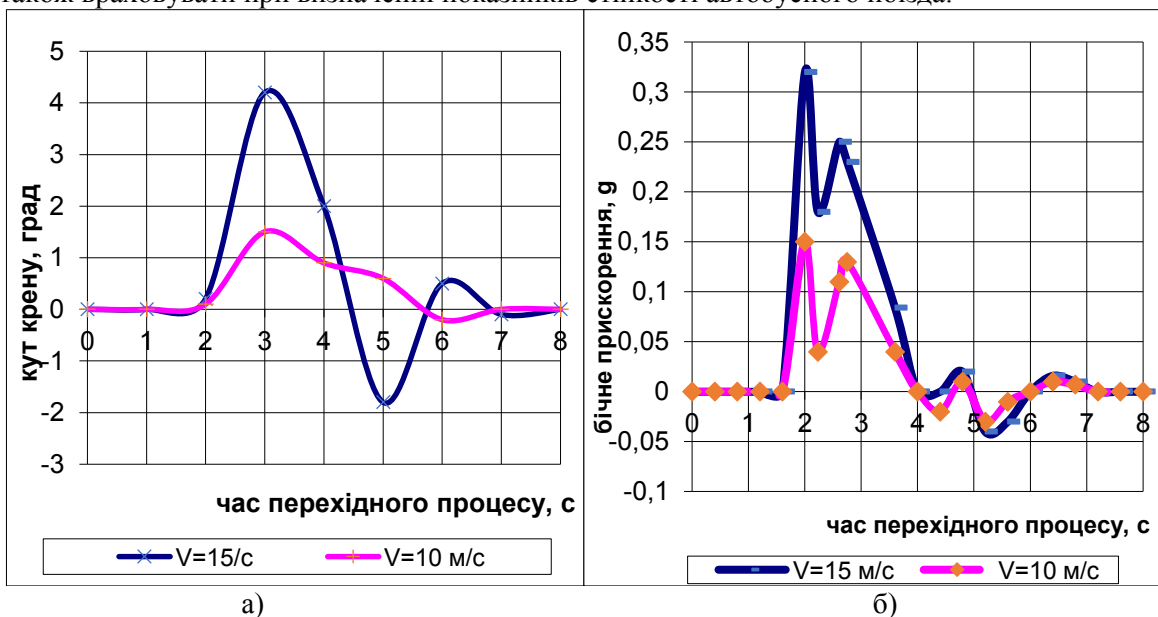


Рисунок 4 – Зміна кута крену (а) і бічного прискорення (б) при його

гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с.

Гальмування на повороті призводить також до рискання автобуса, рис. 5. Характерним для цього процесу є те, що максимальні значення кута рискання і кутової швидкості рискання досягають протягом 2...4 с на відміну від зміни кутів тангажу і крену, що погіршує стійкість руху автобуса.

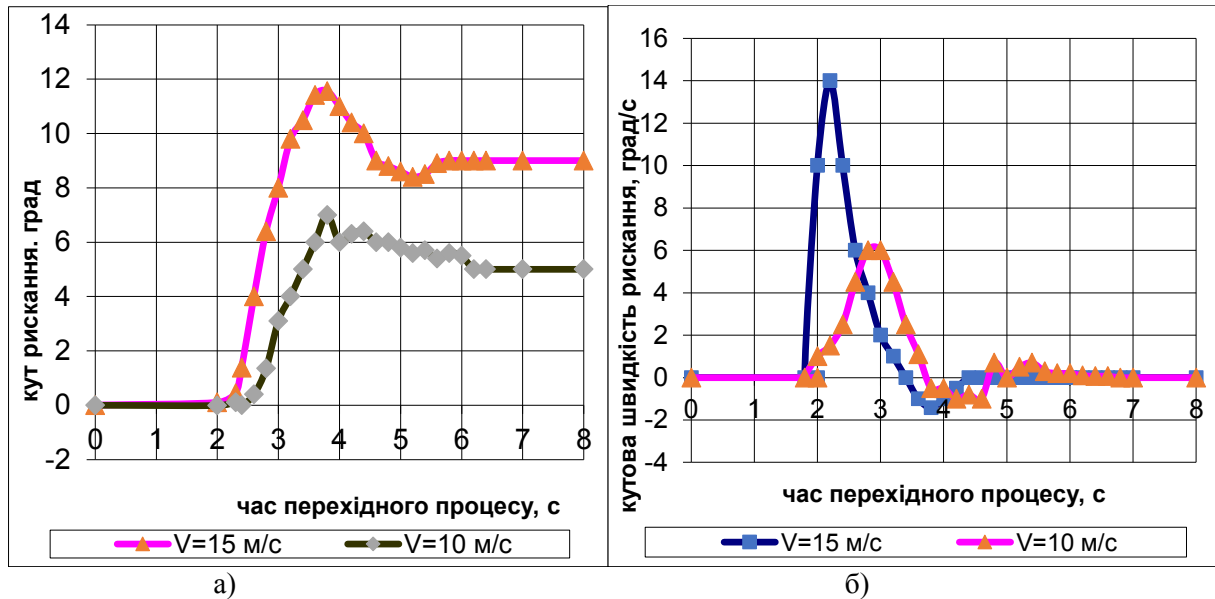


Рисунок 5 – Зміна кута рискання (а) і кутової швидкості рискання (б) автобуса при гальмуванні зі швидкості 10 і 15 м/с

Отримані значення кутів тангажу і крену, а відповідно довантажень (розвантажень) покладені в основу розрахунку корекції коефіцієнтів опору відведення коліс автобуса і причепів для подальшого розрахунку параметрів стійкості автобусного поїзда. Для цього скористаємося залежністю Д.А. Антонова [19] для визначення бічної реакції на колесах осей автобуса при його русі по твердим опорним поверхням

$$Y = q_N q_T k_{yoz} \delta \quad (12)$$

де k_{yoz} - екстремальне значення коефіцієнта опору відведення в залежності від нормальної реакції в контактні колеса з опорною поверхнею;

q_N -коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій;

q_T -коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил;

δ - кут відведення.

Коефіцієнти, що входять у вираз (12), визначаються залежностями:

- для вертикального навантаження

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{z3}}{R_{z3}}, \quad (13)$$

де

$$\Delta R_{z3} = R_z - R_{z3},$$

R_z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса возика напівпричепа;

R_{z3} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню;

Нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню визначається як [19]

$$R_{z3} = R_{zном} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B} \right)^2 \left(\frac{d}{B} \right)^2 \left(\frac{n_{cl} + 8}{n_{cl}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times \left[3,75 R_{zном} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (14)$$

$R_{zном}$ – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині;

H – висота профіля шини;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметри шини;

B – ширина профіля шини;

$n_{сл}$ – кількість шарів корду шини.

Коефіцієнт впливу гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню коліс борту автобуса визначається залежністю:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (15)$$

де R_x – гальмівна сила на колесах борту возика напівпричепа.

З використанням коректуючих коефіцієнтів у подальшому визначаються бічні сили, що діють на зовнішні і внутрішні колеса автобуса у рівняннях плоскопаралельного руху [13], інтегрування яких проведено за вихідних даних наведених у роботі [20].

На рис. 6 наведені результати розрахунку габаритної смуги руху (ГСР) автобусного поїзда за нерівності гальмівних сил на колесах його осей і швидкості, за якої забезпечується стійкість руху, тобто автобус залишається в межах смуги руху (3,5 м). Автопоїздом №1 позначений автопоїзд з односторонньою нерівномірністю гальмівних сил усіх автобусів, автопоїздом №2 – за різносторонньої нерівномірності гальмівних сил.

Аналіз даних, рис. 6, показує, що врахування перерозподілу навантаження по осям і бортам автобуса призводить до суттєвої зміни ГСР автобусного поїзда. Так, якщо при жорстких підвісках і шинах за швидкості 15 м/с автобусний поїзд за односторонньої нерівномірності гальмівних сил вже виходив за межі допустимої смуги руху, то з урахуванням деформацій підвіски і шин він за цієї швидкості залишався ще в межах допустимої смуги руху. Пояснюється це збільшенням кутів відведення коліс передніх осей у порівнянні із задніми, що забезпечило більший радіус повороту траєкторії автобуса, а відповідно і зменшенню відхилення траєкторії автобусів від прямолінійної.

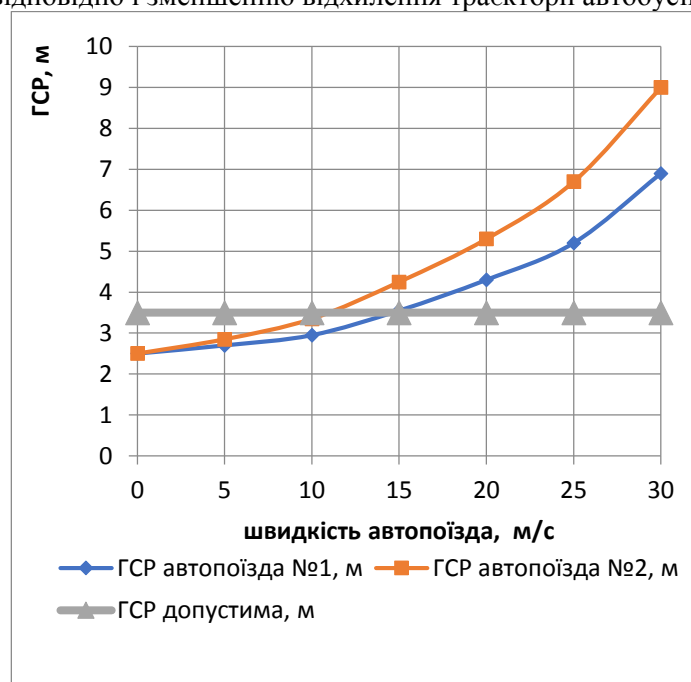


Рисунок 6 – До визначення початкової швидкості гальмування автобусного поїзда за нерівності гальмівних сил на колесах його осей, за якої забезпечується стійкість руху

ВИСНОВКИ

Встановлено, що нерівномірність гальмівних сил по колесах осей автобусів призводить не тільки до погіршення гальмівних властивостей, а й до погіршення стійкості руху. Так, за швидкості 15 м/с при бортовій нерівномірності гальмівних сил по колесах осей автобусів в межах 1:1,5 протягом першої секунди має місце найбільша зміна як кута тангажу (до $3,74^0$), так і нормальної реакції опорної

поверхні на колеса передньої осі автобуса (до 36,5%). Зменшення початкової швидкості гальмування до 10 м/с (в 1,5 рази) призводить майже до пропорційного зменшення як кута тангажу, так і нормальної реакції опорної поверхні на колеса передньої осі автобуса. Таке довантаження коліс передньої осі автобуса, а відповідно і розвантаження коліс задньої осі призводить до суттєвої зміни коефіцієнта опору бічному відведенню коліс цих осей, а разом з тим і до зменшення ГСР автопоїзда в процесі гальмування.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. <https://www.vos.info/ueber-uns/geschichte.html>
2. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
3. Сахно В.П. До питання щодо гальмування шарнірно-зчленованих автобусів /В.П.Сахно, В.М.Поляков, Д.М.Ященко, Д.М.Попелиш //Автошляховик України. – 2021, №2, С.10-17.
4. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages). Published By: SAE International <https://www.jstor.org/stable/44553453>
5. Колесникович А.Н., Выгонный А.Г. Устойчивость прицепного автопоезда повышенной длины (25,25 м) при прямолинейном движении//Актуальные вопросы машиноведения, Том 7. -2018. –С.96-100.
6. Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 *Journal of Mechanical Engineering* 44(04) DOI: [10.3901/JME.2008.04.184](https://doi.org/10.3901/JME.2008.04.184)
7. The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / <https://trid.trb.org/view/112747>
8. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D²-IBC solution Author links open overlay panel O.Galluppi, S.Formentin, C.Novara, S.M.Savaresi //IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
9. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter/ Hsueh-Ju Chen,Wei-Jiun Su1 and Fu-ChengWang1//Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: [10.1177/1687814017701703](https://doi.org/10.1177/1687814017701703)
10. Ingobert Schmid. Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability// SAE Transactions. Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages) Published By: SAE International, <https://www.jstor.org/stable/44553453>
11. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
12. C. Altafini, Some properties of the general n-trailer // *Int. Journal of Control*, vol. 74, no. 4, pp. 409-424, 2001.
13. Сахно В.П. Маневреність метробуса /В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал /Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет – Вінниця: ВНТУ, № 2(8), 2018. – С.106-118.
14. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевое управление автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
15. Маневренность и тормозные свойства колёсных машин. М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. Изд-во ХНАДУ, 2003. 403 с.
16. Подригало М. Підвищення маневреності колісних тракторів. М. Подригало, Л. Греко, А. Бобошко. Машинознавство. Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал, 1999. Вип. №10. С.55 – 58.
17. Фрумкин А. К., Немцов Ю. М., Сыро Т. В. О зависимости реакций автомобиля от параметров рулевого управления // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 6. – с. 11-13.
18. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
19. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1984. 168 с.
20. Selection and reasoning of the bus rapid transit component scheme of huge capacity By Volodymyr

Sakhno, Victor Poliakov, Victor Bilichenko, Igor Murovany, Andrzej Kotyra, Gali Duskazaev, Doszhan Baitussupov//Book [Mechatronic Systems 1](#) Edition 1st Edition. First Published 2021. Imprint Routledge. Pages 10. eBook ISBN 9781003224136.

REFERENCES

1. <https://www.vos.info/ueber-uns/geschichte.html>
2. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
3. Sakhno V., Polyakov V., Yashchenko D., Popelish D. (2021) Do pitannya shchodo gal'muvannya sharnirno-zhelenovanih avtobusiv /Avtoshlyakhovik Ukraïny #2, 10-17.
4. Ingobert Schmid . Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability //SAE Transactions Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages). Published By: SAE International <https://www.jstor.org/stable/44553453>
5. Kolesnikov A.N., Vygonnyy A.G. (2018) Ustoychivost' pritsepnogo avtopoyezda povyshennoy dliny (25,25 m) pri pryamolineynom dvizhenii//Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya, T 7. 96-100.
6. Ren Luo. Hunting stability analysis of train system and comparison with single vehicle model //April 2008 Journal of Mechanical Engineering 44(04) DOI: [10.3901/JME.2008.04.184](https://doi.org/10.3901/JME.2008.04.184)
7. The vertical motion lateral stability of road vehicle trains / <https://trid.trb.org/view/112747>
8. Nonlinear stability control of autonomous vehicles: a MIMO D2-IBC solution Author links open overlay panel O.Galluppi, S.Formentin,, C.Novara, S.M.Savaresi //IFAC-PapersOnLine. Volume 50, Issue 1, July 2017, Pages 3691-3696
9. Modeling and analyses of a connected multi-car train system employing the inerter/ Hsueh-Ju Chen,Wei-Jiun Su1 and Fu-ChengWang1//Special Issue Article .Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(8) 1–13, 2017 DOI: [10.1177/1687814017701703](https://doi.org/10.1177/1687814017701703)
10. Ingobert Schmid. Engineering Approach to Truck and Tractor Train Stability// SAE Transactions. Vol. 76, SECTION 1: Papers 670006–670125 (1968), pp. 1-26 (26 pages) Published By: SAE International, <https://www.jstor.org/stable/44553453>
11. Parallel Design Optimization of Multi-Trailer Articulated Heavy Vehicles with Active Safety Systems By Md. Manjurul Islam //University of Ontario Institute of Technology Oshawa, Ontario, Canada, 2013.
12. C. Altafini, Some properties of the general n-trailer // Int. Journal of Control, vol. 74, no. 4, pp. 409-424, 2001.
13. V.P.Sakhno, V.V.Bilichenko, V.M.Polyakov, O.Ê.Omel'nits'kiy (2018) Manevrenist' metrobusa. Visnik mashinobudovannya ta transportu: naukoviy zhurnal . Vinnitsya: VNTU, № 2(8), 106-118.
14. Chaykovskiy I. P., Salomatin P. A. (1987) Rulevoye upravleniye avtomobilye. – M.: Mashinostroyeniye, 176 p.
15. M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchatyy, A.A. Boboshko (2003) Manevrennost' i tormoznyye svoystva kolosnykh mashin.. Izd-vo KHNADU, 403 p.
16. M. Podrigalo, L. Greko, A. Boboshko. (1999) Pidvishchennya manevrenosti kolisnikh traktoriv. Mashinostroyeniye. Vseukraïns'kiy shchomisyachniy naukovo-tekhnichniy í virobniychiy zhurnal, Vip. №10., 55 – 58.
17. Frumkin A. K., Nemtsov YU. M., Syyro T. V. (1975) O zavisimosti reaktsiy avtomobilya ot parametrov rulevogo upravleniya // Avtomobil'naya promyshlennost'. № 6, 11-13.
18. Issue on Movement Stability of Three Sections Trailer Bus Train /Volodymyr Sakhno, Igor Murovanyi, Viktor Poliakov, Valerii Dembitskyi //in book: TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology. January 2022. DOI: [10.1007/978-3-030-94774-3_14](https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3_14)
19. Antonov D.A. Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilye. M.: Mashinostroyeniye, 1984. 168 s.
20. Selection and reasoning of the bus rapid transit component scheme of huge capacity By Volodymyr Sakhno, Victor Poliakov, Victor Bilichenko, Igor Murovany, Andrzej Kotyra, Gali Duskazaev, Doszhan Baitussupov//Book [Mechatronic Systems 1](#) Edition 1st Edition. First Published 2021. Imprint Routledge. Pages 10. eBook ISBN 9781003224136.

V. Sakhno, V. Polyakov, V. Stelmashchuk, D. Popelish. To determination of stability three-link road train in brake mode.

In the process of emergency braking, the probability of violation of the stability of the road train increases, especially with uneven braking forces on the wheels of the axles of the road train. The stability of the road train in the braking mode is considered in the work. Given that in the case under consideration, the forces of interaction in the traction couplings of buses do not affect the redistribution of loads on the sides of the road train, a rather complex system – three-link trailer can be considered as three systems - three buses braking independently.

In the study of the stability of the road train is considered, as a rule, plane-parallel movement of its links. It is believed that the normal reactions of the support surface on the wheels of the starboard and port sides are the same. In this case, the stability of the movement is considered for a flat model train.

The dynamics of braking of a three-link passenger train consisting of three MAZ-206 buses is considered. It is shown that taking into account the redistribution of load on the axles and sides of the bus for the inequality of braking forces on the wheels of its axles leads to a significant change in the GSR of the bus train. So, if at rigid suspension brackets and tires at speed of 15 m / s the bus train at one-sided unevenness of brake forces already went out of admissible lane, taking into account deformations of a suspension bracket and tires it at this speed remained within admissible lane. This is due to the increase in the angles of the wheels of the front axles compared to the rear, which provided a larger radius of rotation of the bus trajectory, and, accordingly, reduce the deviation of the trajectory of buses from the straight line.

Keywords: bus, braking, inequality of braking forces, stability, dimensional lane

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, svp_40@ukr.net

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: poljakov_2006@ukr.net.

СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

ПОПЕЛИШ Денис Михайлович – аспірант кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

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

Victor POLYAKOV, Ph.D., associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

Valery STELMASHCHUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

Denys POPELYSH, postgraduate student of the Department of Automobiles, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

DOI 10.36910/automash.v1i18.771