

В.П. Сахно¹, В.М. Поляков¹, С.М. Шарай¹, І.С. Мурований²
¹Національний транспортний університет, Київ, Україна
²Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

ДО ВИЗНАЧЕННЯ КЕРОВАНОСТІ І СТІЙКОСТІ РУХУ ПРИЧІПНОГО ПАСАЖИРСЬКОГО АВТОПОЇЗДА

Сучасний розвиток громадського транспорту призводить до зростання попиту на транспортні засоби великих міст і міські автобуси. Як наслідок, виробники вантажівок і міських автобусів зараз розробляють конструкції великої місткості у формі спільних і багатоланкових транспортних засобів. Так, німецька компанія Göppel Bus. представила новий міський автобус із окремим пасажирським причепом. Перевагою таких автопоїздів є можливість легко варіювати місткість автобуса в залежності від пасажиропотоку, який змінюється протягом доби, можливість знизити економічні та екологічні витрати за рахунок використання автобуса з причепом в години пік, і той же автобус без причепа в позапіковий час. Однак при створенні таких автопоїздів необхідно вирішити ряд практичних завдань, пов'язаних насамперед з їх конфігурацією, керованістю та стійкістю руху.

Проведені дослідження підтвердили можливість створення такого автопоїзда за умови керованості та стійкості руху. Показано, що при швидкості 15,0 м/с маємо сталий рух автопоїзда як для початкового збурення $\omega=0,05$ с⁻¹, так і для початкового збурення $\omega=0,10$ с⁻¹. Однак при збільшенні швидкості до 20 м/с навіть при початковому збуренні $\omega=0,05$ с⁻¹ автопоїзд втрачає стійкість. Крім того, визначено коефіцієнти використання тягових зусиль на осях автопоїзда.

Показано, що при коефіцієнті зчеплення $\phi=0,8$ (асфальтобетонне покриття) швидкість усталеного криволінійного руху обмежена стійкістю керованої осі автобуса. Для цієї осі коефіцієнт використання сил зв'язку досягає критичного значення, рівного одиниці, раніше, ніж для інших. При цьому втрата стійкості переднього моста внаслідок зчеплення його коліс з опорною поверхнею призводить до втрати керованості автопоїзда. Встановлено, що автопоїзд, що буксирується, характеризується незначною надлишковою поворотністю (із збільшенням швидкості автопоїзда кривизна збільшується). Визначено критичну швидкість прямолінійного руху автопоїзда, яка склала 29,85 м/с, що свідчить про стійкість його руху. Проте надмірна маневреність автопоїзда вимагає більшої уваги до конфігурації автобуса та навантажень як на вісь автобуса, так і на причіп.

Ключові слова: причіпний автопоїзд, рівняння руху, кути відведення, кут заносу, стійкість, поворотність, критична швидкість.

ВСТУП

Використання безпечних систем на громадському транспорті все більше розглядаються для підвищення мобільності населення, особливо в міських агломераціях, які потерпають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високим рівнем доходу особлива увага приділяється зменшенню використання особистих транспортних засобів шляхом інвестицій у громадський транспорт, що розглядається як механізм стимулювання збільшення фізичної активності та, таким чином, покращення здоров'я населення. Цьому сприяє поява метробусів або «Швидкісного автобусного транспорту» (Bus Rapid Transport, BRT).

Лінія метробусів – зазвичай це курсуючі особливо великої місткості автобуси (18 чи 22, 24, 25 м). Їх відмінність від звичайних міських маршрутів є те, що метробуси їздять окремою (виділеною) смугою з короткими інтервалами руху. Також важливою складовою BRT системи є зупинки, що являють собою спеціальні термінали (станції), обладнані турнікетами, де відбувається сплата за проїзд [1].

Однією з переваг BRT систем є швидкість будівництва ліній, які можна використовувати вже на існуючих магістралях у містах. Такі лінії будуються за 1-2 роки, тоді як будівництво метрополітену, трамвайних ліній можуть тривати 3-10 років.

Метробуси отримали особливий розвиток із появою триланкових автобусів, рис. 1, які здатні перевозити до 300 пасажирів одночасно порівняно зі 180 пасажирами у дволанковому транспорті. Таким чином, маючи триланкові автобуси, які рухаються з короткими інтервалами (1–5 хвилин), лінія метробуса може вирішити транспортні проблеми у багатьох містах України [1].

Переваги трисекційних зчленованих автобусів і тролейбусів притаманні і недоліки – гірша маневреність і стійкість руху у порівнянні з двосекційними. Крім того, ефективність роботи таких машин тісно пов'язана з пасажиропотоком, який може змінюватися багато разів протягом доби. Тому перспективним може стати автопоїзд із двох (або трьох) автобусів або тролейбусів, що працюють у

зчепленні, пасажиромісткість якого подібна до зчленованих автобусів і тролейбусів. Перевага таких автопоїздів є можливість легко варіювати пасажиромісткість автобуса в залежності від пасажиропотоку, який змінюється протягом доби, можливість зменшити економічні та екологічні витрати за рахунок використання 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 зчленовані автобуси такої ж місткості. І автобусні причепа починають повертатися! [1].

У роботі [2] показана перспективність використання причіпних пасажирських автопоїздів, рис.1.



Рисунок 1 – Автобус з причепом компанії Göppel Bus [3].

Виконана порівняльна оцінка дизельного автобуса А70132 і електробуса А701 при їх роботі у складі автобусного поїзда. При цьому встановлено, що використання електробуса для створення автобусного поїзда є проблематичним з погляду на відсутність запасу тягової сили в зоні підвищених навантажень, обумовлених розгоном автобуса. Разом з тим, для автобуса з дизелем є значний запас тяги на нижчих передачах, обумовлений роботою гідротрансформатора. Доведено ефективність використання такого автобусного поїзда при роботі на міських маршрутах. Проте при створенні таких автопоїздів необхідно вирішити ряд практичних завдань, пов'язаних, у першу чергу, з їх маневреністю і стійкістю руху. Тому вибір автобуса і причепа для автобусного поїзда є актуальним на сьогодні.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Дослідження руху багатоланкового автопоїзда набуває ускладнення через вплив значної кількості чинників на характер руху усіх ланок такого АТЗ. Безпека руху автопоїзда узалежнена від взаємодії сусідніх його ланок, яка розповсюджується на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення його складових від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху.

Безпечний рух автотранспортного засобу/метробуса визначається його динамічними властивостями, а також стійкістю і керованістю. На сьогодні задача визначення умов стійкості вантажних автопоїздів достатньо вивчена. Так, тривимірні динамічні моделі автомобіля та причепа, на основі яких побудована динамічна модель поїзда, розроблені у роботі [4]. Лінійну та нелінійну стійкість кожного елемента зокрема та автопоїзда загалом досліджено з урахуванням теорії наближення першого порядку звичайних диференціальних рівнянь та теорії біфуркації Хопфа. Багаточисельні результати показують, що для нелінійної і лінійної моделі критичні швидкості майже не розрізняються між собою. Модель поїзда із 31 ступенем вільності з використанням пакета AutoSim та напрямки поліпшення стійкості поїзда побудовані у роботі [5]. При цьому доведено, що стабільність автотранспортного засобу може бути покращена за допомогою інертера, який ефективно підвищує стабільність та продуктивність багатоланкових поїздів. Практика показує, що визначення характеру поведінки системи в області нестійкості й виявлення причин їх виникнення дотепер не втратило своєї актуальності.

Рівняння вертикальної і бокової динаміки дорожнього транспортного засобу з 6 ступенями вільності зведено до матричної форми демонструє робота [6]. Проаналізовано рух такого засобу у вертикальній і боковій площинах. Доведено, що такий метод може бути застосований для аналізу стійкості руху, зокрема пасажирських поїздів. Багатоваріантне розширення методу D2-IBC (Data Driven - Inversion Based Control) та його застосування щодо контролю стабільності руху автопоїздів розглянуто у роботі [7]. Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для визначення

показників маневреності і стійкості руху, які, до речі, характеризують стійкість АТЗ тільки у прямолінійному русі складено у роботі [8].

Характеристики маневреності і стійкості руху АТЗ, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів його модулів, а також їх систем управління. Загалом бажані сполучення вказаних параметрів з погляду стійкості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як наслідок, є труднощі в отриманні на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості його руху. Позитивне розв'язання подібних завдань залежить від того, наскільки вдало обрано математичну модель і її істотні параметри, що описують поведінку динамічної системи у різних режимах руху.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення показників керованості і стійкості руху автопоїзда як у стаціонарних, так і у перехідних режимах руху, при виконанні маневрів як «ривок рульового колеса» і «переставка». Для досягнення мети дослідження вирішуються такі задачі:

- розробка математичної моделі автопоїзда у плоскопаралельному русі та у поздовжньо вертикальній і поздовжньо поперечній площинах;
- визначення кутів відведення коліс усіх осей та складання автопоїзда, залежності кутової і бічної швидкості автобуса від часу перехідного процесу;
- визначення швидкості усталеного криволінійного руху автопоїзда за умови стійкості керованої осі автобуса;
- визначення критичної швидкості прямолінійного руху автопоїзда.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У роботі [9] отримано систему рівнянь руху автопоїзда у загальному випадку руху, яка може бути використана у даному дослідженні.

Так, у плоскопаралельному русі рівняння автопоїзда записані у вигляді:

- для центра мас автобуса

$$(m + m_1)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \sin \phi_1 - (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \cos \phi_1] = \\ = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 + X'_1 \cos \theta'_1 + Y'_1 \sin \theta'_1) - (X_2 + X'_2) - \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X'_{2j}) \times \cos \phi_1 - (Y_{2j} + Y'_{2j}) \sin \phi_1];$$

- для поперечної швидкості центра мас автобуса

$$(m + m_1)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = \\ = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1 + X'_1 \sin \theta'_1 - Y'_1 \cos \theta'_1) + (Y_2 + Y'_2) - \sum_{j=1}^2 (X_{2j} + X'_{2j}) \times \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \cos \phi_1;$$

- для кутової швидкості автобуса

$$I\omega + [\dot{\omega}c - (U + V\omega)]cm_1 + cm_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1)^2 \sin \phi_1] = \\ = H(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 - X'_1 \cos \theta'_1 - Y'_1 \sin \theta'_1) + \varepsilon(X_2 + X'_2) + a(Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1) \\ + Y'_1 \cos \theta'_1 - X'_1 \sin \theta'_1 + [(X_2 - X'_2)H_1 - (Y_2 + Y'_2)b] - c \sum_{j=1}^2 [(X_{2j} + X'_{2j}) \sin \phi_1 + (Y_{2j} + Y'_{2j}) \times \cos \phi_1].$$

для причепа

$$[I_1 + m_1 d_1^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\phi}_1) + m_1 d_1 \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \sin \phi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos \phi_1] \\ = l_1(Y_{2j} + Y'_{2j}) + M.$$

(1)

У системі рівнянь (1) прийняті наступні позначення:

$V_{a,n}$ $u_{a,n}$ – поздовжня і бокова проекції швидкості автобуса і причепа;

ϕ_1 – кут складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

$M_k = f(\phi_1, \dot{\phi}_1)$ – момент опору повороту причепа;

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

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

У поздовжньо вертикальній і поздовжньо поперечній площинах рівняння записані у вигляді:

-для автобуса

$$m_a(\dot{u}_a + v_a \omega_{za}) = m_a h_{Cza} \dot{\omega}_{xa} + (Y_1 + Y_2);$$

$$I_{za} \dot{\omega}_{za} - I_{xa} \dot{\omega}_{xa} = aY_1 - bY_2 - J_{Ka} \frac{v_a}{r_{Ka}} \omega_{xa};$$

$$I_{xa} \dot{\omega}_{xa} - I_{za} \dot{\omega}_{za} = -\Delta N_{2a} \frac{B_a}{2} + m_a g h_{Cza} \sin \gamma_a + m_a (\dot{u}_a + v_a \omega_a) h_{Cza} \cos \gamma_a + \Delta N_{1a} \frac{B_a}{2} + I_{Ka} \frac{v_a}{r_{Ka}} \omega_{za};$$

-для причепа

$$I_{zn} \dot{\omega}_{zn} - I_{xn} \dot{\omega}_{xn} = dY - I_{Kn} \frac{v_n}{r_{Kn}} \omega_{xn}; \quad (2)$$

$$I_{xn} \dot{\omega}_{xn} - I_{zn} \dot{\omega}_{zn}$$

$$= -\Delta N_{2n} \frac{B_n}{2} + m_n g h_{Czn} \sin \gamma_n + m_n (\dot{u}_n + v_n \omega_n) h_{Czn} \cos \gamma_n + \Delta N_{1n} \frac{B_n}{2} + I_{Kn} \frac{v_n}{r_{Kn}} \omega_{zn}.$$

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

$\omega_{za,n}$ - кутова швидкість автобуса і причепа навколо вертикальної осі Oz;

$\dot{\omega}_{xa,n}$ - кутове прискорення автобуса і причепа навколо поздовжньої осі Ox;

$\sum Y_{a,n}$ - сума бічних сил (вздовж осі Oy);

$\gamma_{a,n}$ - кут крену автобуса і причепа;

$h_{Cza,n}$ - плече поперечної сили інерції автобуса і причепа;

B_a, B_n - колія автобуса і причепа;

$m_{a,n}$ - маса автобуса і причепа;

$m_{a,n}(\dot{u}_{a,n} + v_{a,n} \omega_{a,n}) h_{Cza,n}$ - момент від сили інерції для автобуса і причепа;

$M_{x,n}$ - момент зовнішніх сил для автобуса і причепа;

$I_{za,n}, I_{xa,n}$ - моменти інерції автобуса і причепа щодо вертикальної і поперечної осі;

$\Delta N_{12a}, \Delta N_{22a,n}$ - зміна вертикального навантаження відповідно на переднє та заднє колесо автомобіля і причепа.

Момент зовнішніх сил для автобуса і причепа $M_{x,n}$ визначиться як:

$$M_{xa,n} = -\Delta N_{2a,n} \frac{B_{a,n}}{2} + m_{a,n} g h_{Cza,n} \sin \gamma_{a,n} + m_{a,n} (\dot{u}_{a,n} + v_{a,n} \omega_{a,n}) h_{Cza,n} \cos \gamma_{a,n} + \Delta N_{1a,n} \frac{B_{a,n}}{2}, \quad (3)$$

$$\text{де } \Delta N_{2a,n} = \Delta N_{22a,n} + \Delta N_{21a,n} = (\Delta N_{22a,n}^K + \Delta N_{22a,n}^B) + (\Delta N_{21a,n}^K + \Delta N_{21a,n}^B).$$

Розгляд показників стійкості у загальному випадку руху автопоїзда необхідне інтегрування системи рівнянь (1), якому повинно передувати інтегрування систем рівнянь (2).

Інтегрування системи рівнянь (2) було виконано за допомогою програмного забезпечення Maple за таких вихідних даних: $m_a=16000; m_n=9900; a=3.40; b=2.085; d=4.39; h_{Cza,n}=1,25; B_a=B_n=1,85; I_{za}=38500; I_{xa}=26321; I_{zn}=31700; I_{xn}=21625$.

Усі розрахунки виконані за швидкості 15 м/с і початковому збуренні $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ і $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$.

На рис.1-3, як приклад, подані результати розрахунків кутів відведення коліс усіх осей та складання автопоїзда, залежності кутової і бічної швидкості автобуса від часу перехідного процесу.

При швидкості 15,0 м/с маємо стійкий рух автопоїзда як за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$, так і за початкового збурення $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$. Проте при збільшенні швидкості до 20 м/с навіть за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ автопоїзд втрачає стійкість.

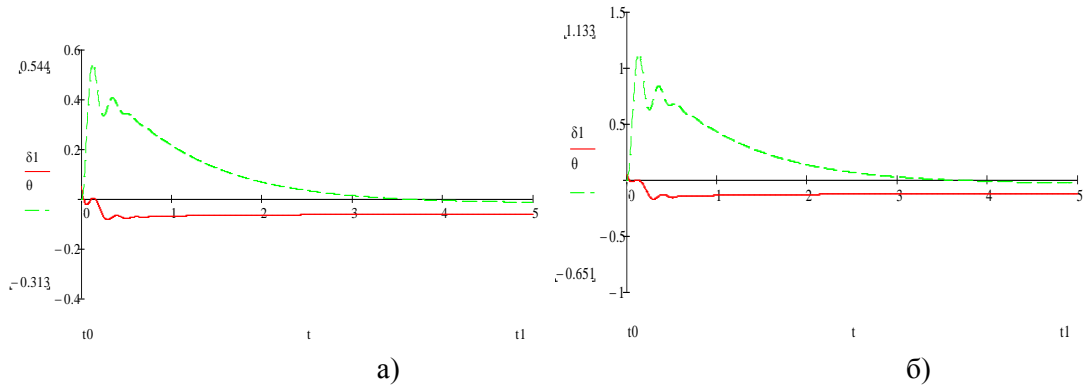


Рисунок 1 – Зміна кута повороту керованих коліс автобуса θ і кута відведення коліс керованої осі δ_1 у часі перехідного процесу за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ (а) і $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$ (б)

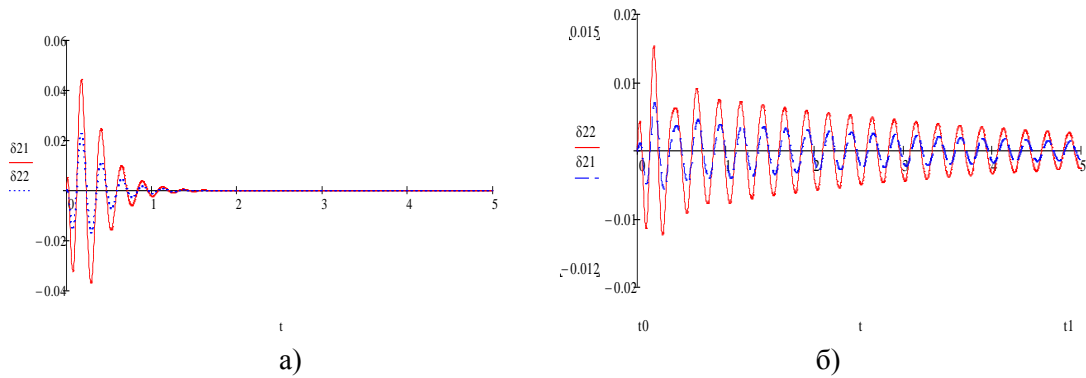


Рисунок 2 – Зміна кутів відведення коліс задньої осі автобуса δ_{21} і кута відведення коліс осі причепа δ_{22} у часі перехідного процесу за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ (а) і $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$ (б)

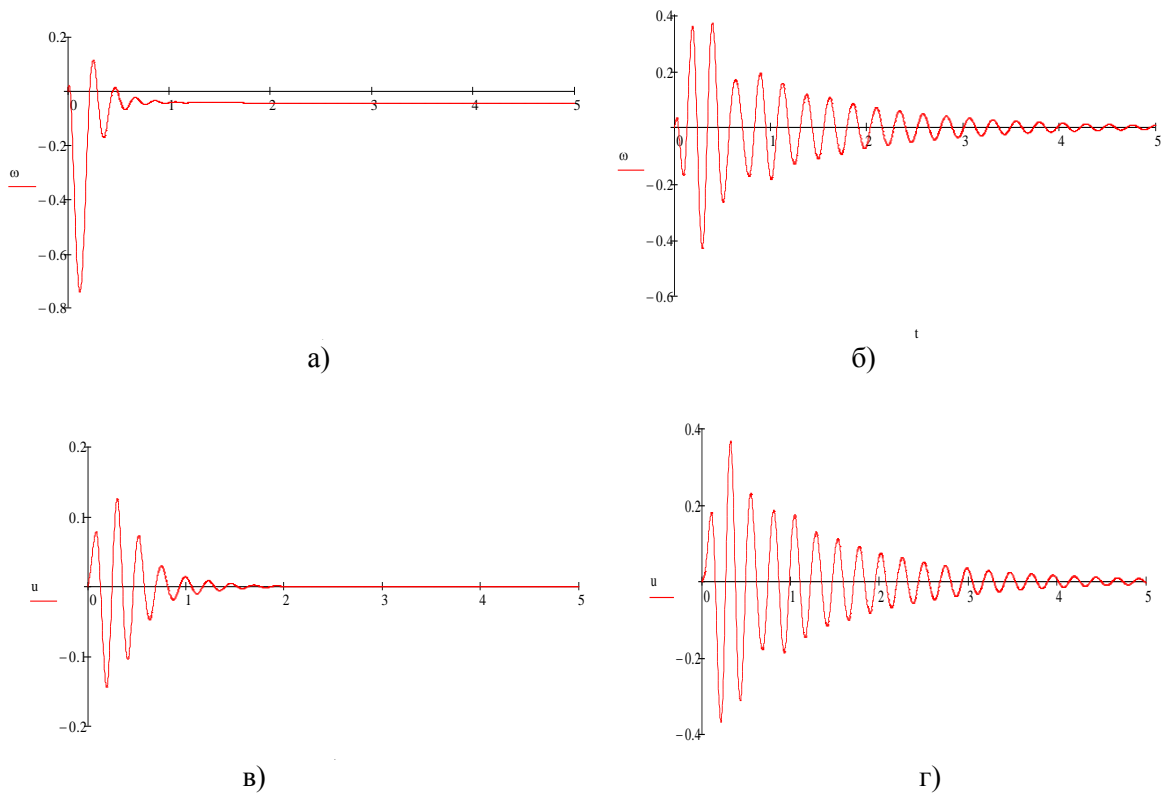


Рисунок 3 – Зміна кутової (а,в) і бічної (б,г) швидкості автобуса u у часі перехідного процесу за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ (а,в) і $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$ (б,г)

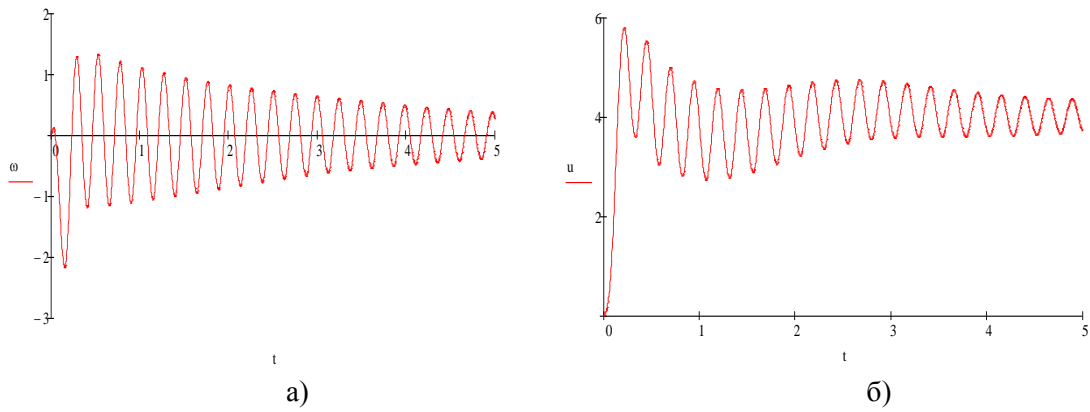


Рисунок 4 – Зміна кутової (а) і бічної (б) швидкості автобуса у часі перехідного процесу за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ і швидкості $v=20 \text{ м/с}$

Отримані значення кутів відведення, кутової і бічної швидкості покладені у подальшому у розрахунках кутів крену і тангажу, бічного прискорення і відносного навантаження борту автобуса та причепа, рис. 5,6.

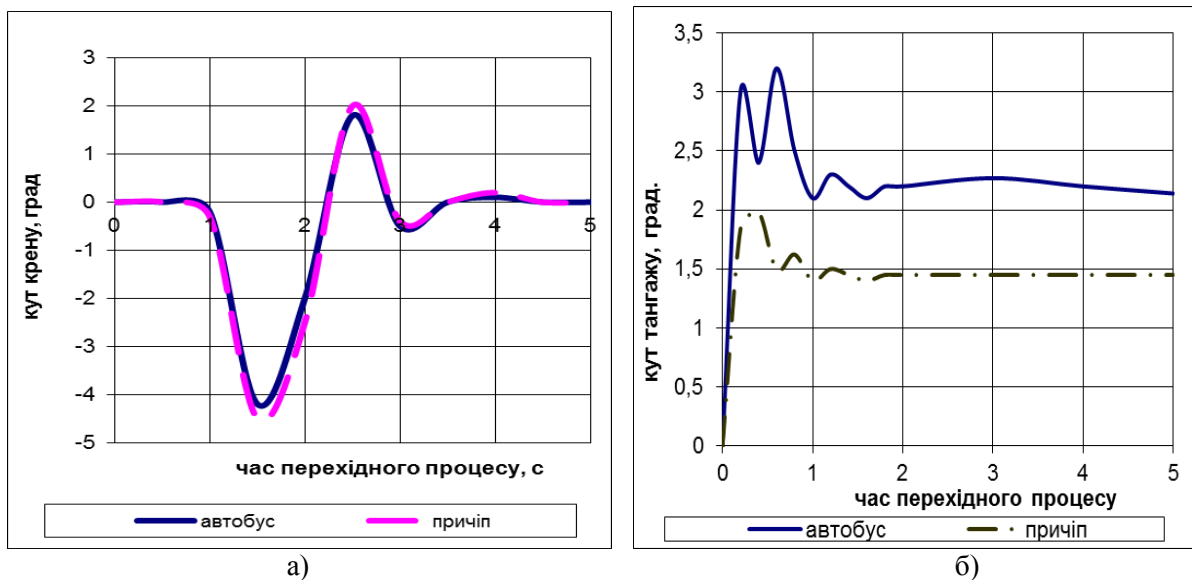


Рисунок 5 – Зміна кута крену (а) і тангажу (б) автомобіля і причепа у часі перехідного процесу

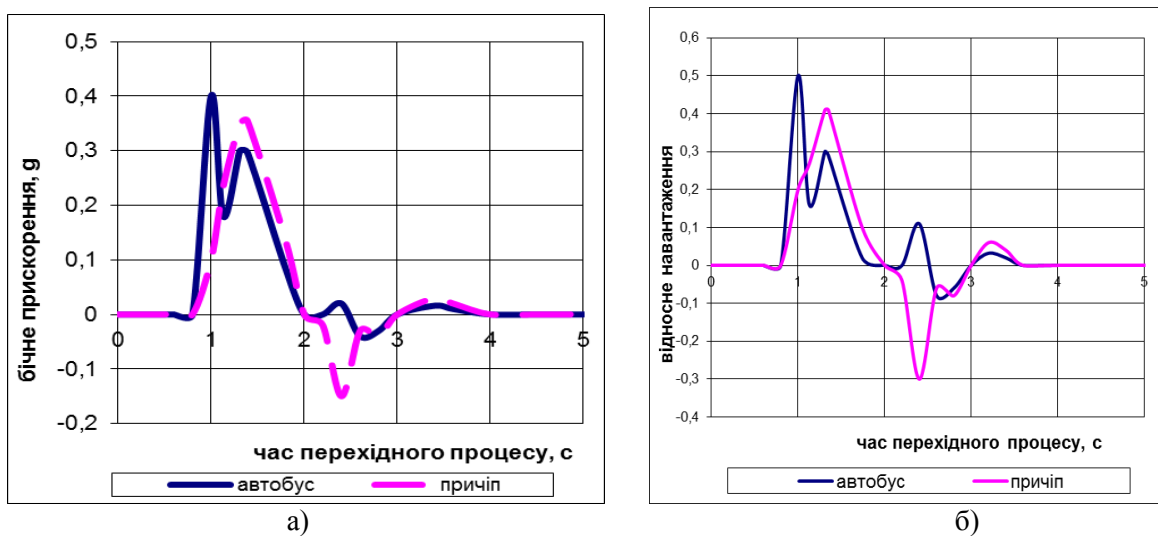


Рисунок 6–Зміна бічного прискорення (а) і довантаження борту (б) автомобіля і причепа у часі перехідного процесу

Аналіз наведених графіків показує, що за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ і швидкості руху $v=15 \text{ м/с}$ стійкість автопоїзда забезпечується, Так як бічне прискорення автомобіля і причепа не перевищує $0,45g$.

У перехідних режимах руху стійкість і керованість автопоїзда оцінюють за такими показниками [1]:

- кривизна повороту автобуса в залежності від кута повороту рульового колеса;
- різниця кутів відведення крайніх осей автобуса від швидкості усталеного колового руху або бічного прискорення;
- різниця курсових кутів ланок автопоїзда в залежності від бічного прискорення. Визначення цих показників здійснювалося за методикою [2].

Для комп'ютерного моделювання входу в поворот автопоїзда, що рухався перед тим прямолінійно, а потім усталеного колового руху можна задати закон управління керованими колесами тягача у вигляді:

$$\theta = \begin{cases} \text{Onput} & 0 \leq t \leq t_0 \\ \frac{\beta t \text{input}_0}{\beta t_1 \text{input}_1} & t_0 < t \leq t_1 \\ \frac{-\beta t \text{input}_2}{\text{Onput}} & t_2 < t \leq t_3 \\ \text{Onput} & t > t_3 \end{cases}$$

де $[0; t_0]$ і $[t_3; t_k]$ – час руху автопоїзда по прямій відповідно до входу в поворот і після виходу із повороту;

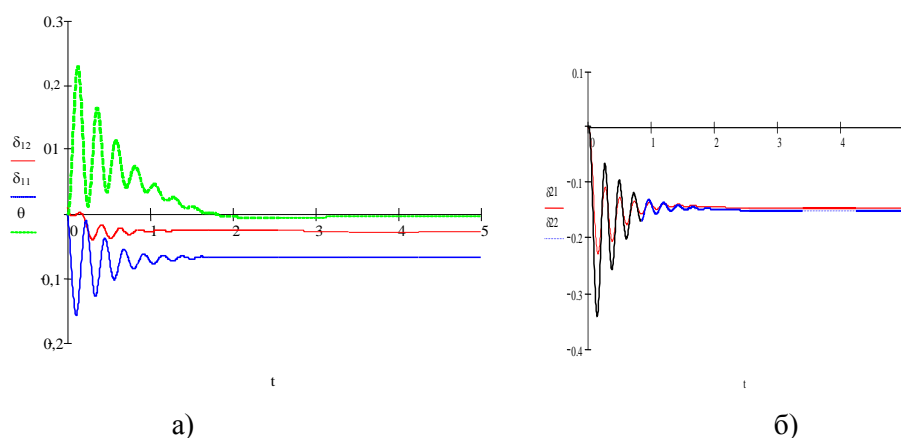
$[t_0; t_1]$ – інтервал часу входження в поворот, керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються зі швидкістю $\beta=0,05 \text{ c}^{-1}$;

$[t_1; t_2]$ – інтервал часу руху автопоїзда по колу;

$[t_2; t_3]$ – інтервал часу виходу автопоїзда із повороту (керовані колеса автомобіля-тягача рівномірно повертаються у нейтральне положення).

Для вивчення поведінки автопоїзда у коловому русі приймалися швидкості 5 м/с за кута повороту керованих коліс автобуса $\theta = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20 \text{ рад}$.

У якості прикладу на рис. 7 наведено залежність кутів відведення ланок автопоїзда, кутової і бічної швидкості центра мас автобуса при швидкості 5 м/с , із цього слідує, що змінні u , ω , δ_i з плином часу стабілізуються і автопоїзд здійснює усталений поворот радіуса $149,8 \text{ м}$. При збільшенні швидкості руху до $v=20 \text{ м/с}$, що відповідає випадку $v > v_*$, для поведінки змінних характерним є зростання амплітуд коливального процесу для кутової і бічної швидкості центра мас тягача, що призводить до порушення стійкості руху автопоїзда.



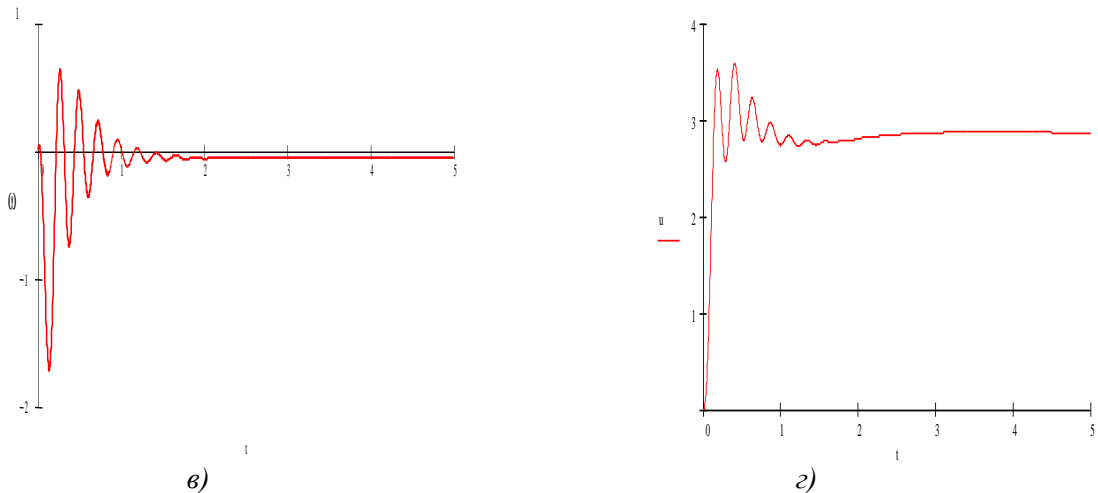


Рисунок 7 - Залежності кутів відведення ланок автопоїзда, кутової і бічної швидкості центра мас автобуса за швидкості 5 м/с

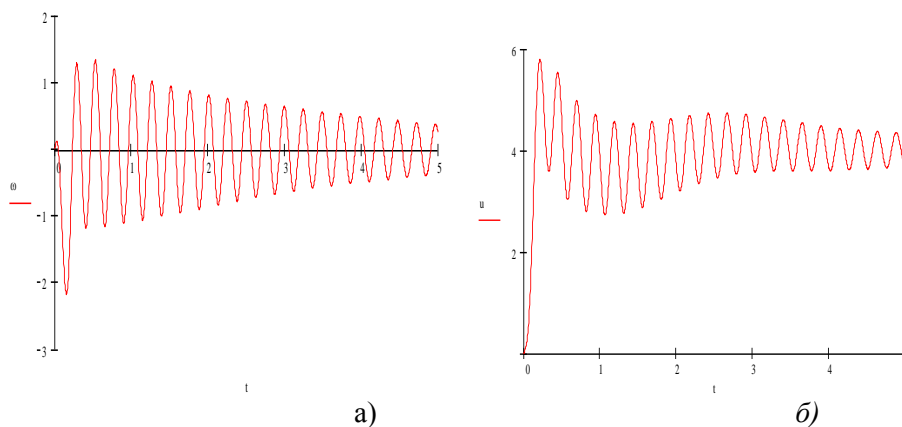


Рисунок 8 – Зміна кутової і бічної швидкості центра мас автобуса за швидкості руху 20 м/с

Отримані залежності кутів відведення коліс осей були покладені у подальшому у розрахунки бічних сил на колесах окремих осей автопоїзда і визначення числових значень коефіцієнтів використання зчіпних сил на цих осях. Аналіз чисельних значень цього коефіцієнта для усіх осей автопоїзда дозволив установити, що за коефіцієнта зчеплення $\varphi=0,8$ (асфальтобетонне покриття) швидкість усталеного криволінійного руху обмежується стійкістю керованої осі автобуса. Для цієї осі коефіцієнт використання зчіпної сили раніше за інших досягає критичного значення, що дорівнює одиниці. При цьому втрата стійкості передньої осі по зчепленню її коліс з опорною поверхнею призводить до втрати керованості автопоїзда.

На рис.9 наведена розрахункова крива, що зв'язує два параметри руху автопоїзда – швидкість і кривизну траєкторії, за яких $K_\varphi=1$, і визначає залежність граничної швидкості причіпного автопоїзда за стійкістю переднього моста автобуса. Режими руху з параметрами, що відповідають будь-якій точці, яка лежить нижче кривої, є стійкими за керованістю ($K_\varphi < 1$) і вище кривої – нестійкими ($K_\varphi > 1$).

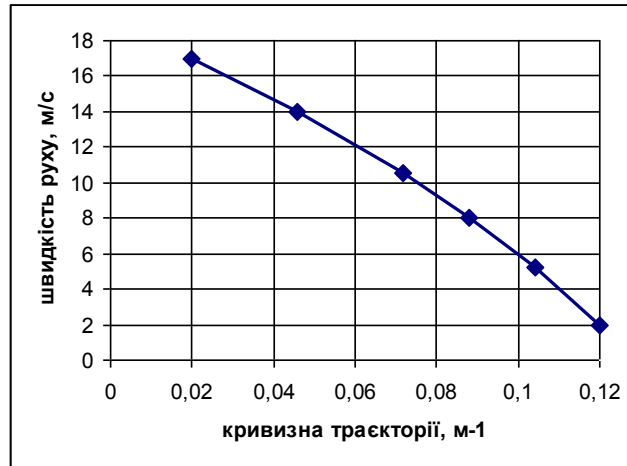


Рисунок 9 – Гранична швидкість руху автопоїзда за стійкістю переднього моста автобуса

За величинами поздовжньої і кутової швидкості центра мас автобуса визначається радіус і кривизна траєкторії руху автопоїзда, а за величинами кутів відведення коліс його осей – кут дрейфу.

На рис. 10 показані розрахункові залежності зміни кривизни траєкторії руху полюса повороту автобуса і кута дрейфу від швидкості руху за різних значень кута повороту керованих коліс θ .

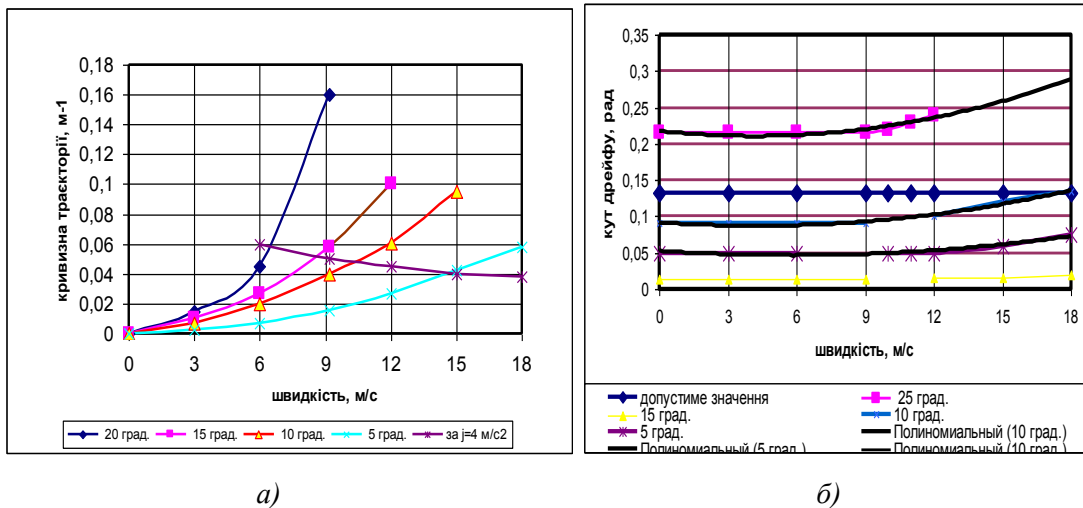


Рисунок 10 - Залежність кривизни траєкторії а) і кута дрейфу б) від швидкості руху і середнього кута повороту керованих коліс автобуса

Спільний аналіз цих залежностей дозволив визначити координати точок β і ν , за яких кутове прискорення полюса повороту автобуса досягає $j_y=4,0$ м/с² [2]. Ці точки з'єднані між собою кривою, що розташована нижче допустимого значення кута дрейфу $[\beta]=0,122$ і різниця ординат дійсного і допустимого значень β визначає собою запас стійкості автопоїзда на всіх режимах криволінійного руху.

На цьому ж графіку наведені залежності кривизни траєкторії руху полюса повороту автобуса, із якого слідує, що причіпному автопоїзду притаманна незначна надлишкова повороткість (зі збільшенням швидкості руху автопоїзда кривизна збільшується).

Для визначення величини надлишкової повороткості на рис. 10 наведена залежність ступеня повороткості автопоїзда від швидкості руху і середнього кута повороту керованих коліс автобуса.

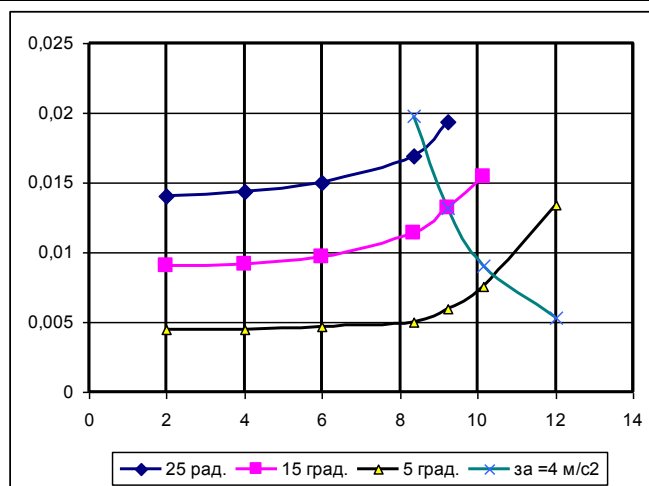


Рисунок 11 - Залежність ступеня поворотності автобусного поїзда від швидкості руху і середнього кута повороту керованих коліс автобуса

Крива, що перетинає залежності ступеня поворотності $\delta_2 - \delta_1$ від швидкості руху, відповідає криволінійному руху з боковим прискоренням $j_y = 4,0 \text{ м/с}^2$ в полюсі повороту. Ці залежності ще раз підтвердили надлишкову поворотність причіпного автопоїзда, яка зі збільшенням швидкості руху збільшується.

За умови лінеаризації системи рівнянь (1) визначена критична швидкість руху автопоїзда, яка записана у вигляді:

$$V_{kp}^2 = \frac{k_1 k_2 k_3 L_1 l_1^2}{k k_1 \{m L_1 (k_1 a_1 - k_2 b) - m_1 L_1 k_2 l_1 + m_2 b_1 [k_1 (a + c) + k_2 (c - b) - k_1 \lambda]\} - m L_1 k_1 k_2 b \lambda + m_2 b_1 k_1 k_2 (c - b) \lambda}$$

де k_i – коефіцієнт опору відведення коліс осей автопоїзда;

kk – жорсткість рульового приводу автобуса;

a, b – відстань від центру мас автобуса до передньої і задньої осі;

c – відстань від центру мас автобуса до точки зчипки з причепом;

L_1, l_1 – база автобуса і причепа;

λ – винос керованих коліс автобуса.

За даною формулою визначена критична швидкість прямолінійного руху автопоїзда, яка склала 29,85 м/с, що свідчить про стійкість його руху.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Сучасний розвиток громадського транспорту веде до збільшення попиту транспортних засобів великих міст і міських автобусів. Ця тенденція виправдовує аргументи економії енергії та зниження рівня забруднення навколишнього середовища, що обумовлена обмеженістю кількості транспортних засобів і водіїв, необхідних для перевезення великої кількості вантажів і людей. Як наслідок, виробники вантажівок та міських автобусів наразі проектують конструкції великої місткості у формі спільних та багатоланкових транспортних засобів. Так, німецька компанія Göppel Bus. представила новий міський автобус з окремим пасажирським причепом.

Перевагою таких автопоїздів є можливість легко варіювати місткість автобуса в залежності від пасажиропотоку, який змінюється протягом доби, можливість зменшити економічні та екологічні витрати за рахунок використання автобуса з причепом у години пік, а також без причепа. Тобто, автобуси з причепом можуть дати те, чого не можуть дати такі ж по місткості зчленовані автобуси. Проте при створенні таких автопоїздів необхідно вирішити ряд практичних завдань, пов'язаних, у першу чергу, з їх комплектацією, керованістю і стійкістю руху.

Проведеними дослідженнями підтверджена можливість створення такого автопоїзда за умови керованості і стійкості руху. Проте надлишкова поворотність автопоїзда вимагає більшої уваги до комплектації автобусного поїзда і навантажень як на осі автобуса, так і причепа.

ВИСНОВКИ

1. Отримано систему рівнянь, що дозволяє досліджувати поведінку триланкового автопоїзда як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість автопоїзда.

2. Визначено кути відведення коліс усіх осей та складання автопоїзда, залежності кутової і бічної швидкості автобуса від часу перехідного процесу. При швидкості 15,0 м/с маємо стійкий рух автопоїзда як за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$, так і за початкового збурення $\omega=0,10 \text{ c}^{-1}$. Проте при збільшенні швидкості до 20 м/с навіть за початкового збурення $\omega=0,05 \text{ c}^{-1}$ автопоїзд втрачає стійкість.

3. Визначено коефіцієнти використання зчипних сил на осях автопоїзда. Показано, що за коефіцієнта зчеплення $\varphi=0,8$ (асфальтобетонне покриття) швидкість усталеного криволінійного руху обмежується стійкістю керованої осі автобуса. Для цієї осі коефіцієнт використання зчипної сили раніше за інших досягає критичного значення, що дорівнює одиниці. При цьому втрата стійкості передньої осі по зчепленню її коліс з опорною поверхнею призводить до втрати керованості автопоїзда.

4. Встановлено, що причіпному автопоїзду притаманна незначна надлишкова поворотність (зі збільшенням швидкості руху автопоїзда кривизна збільшується).

5. Визначено критичну швидкість прямолінійного руху автопоїзда, яка склала 29,85 м/с, що свідчить про стійкість його руху.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. [http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua kommercheskie avtobus-s-pritsepom-274056/](http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua%20kommercheskie%20avtobus-s-pritsepom-274056/)
2. Сахно В.П. До створення причіпного автобусного поїзда /В.П.Сахно, О.В.Диких // Науково-технічний збірник «Автомобільні дороги і дорожнє будівництво». Випуск– 111/2022 і 112/2022. - С.
3. [http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua > kommercheskie > avtobus-s-pritsepom-274056/](http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua%20kommercheskie%20avtobus-s-pritsepom-274056/)
4. 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)
5. 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)
6. [The vertical motion lateral stability of road vehicle trains /https://trid.trb.org/view/112747](https://trid.trb.org/view/112747)
7. 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](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.07.111)
8. 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.
9. Сахно В.П. До розробки математичної моделі автопоїзда з причепом категорії О1 у поперечній площині// В.П.Сахно, С.М.Шарай, І.С.Мурований,, І.В.Човча //Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцький НТУ, 2021. - №2(17). – С.151-161.

REFERENCES

1. [http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua > kommercheskie > avtobus-s-pritsepom-274056/](http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua%20kommercheskie%20avtobus-s-pritsepom-274056/)
2. Sakhno V.P. Towards the creation of a towed bus train /V.P.Sakhno, O.V.Dykykh // Scientific and technical collection "Automotive roads and road construction". Issue – 111/2022 and 112/2022. - P.
3. [http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua > kommercheskie > avtobus-s-pritsepom-274056/](http://urbanua.org/dosvid/zakordonni-pryklady/225/Автоцентр.ua%20kommercheskie%20avtobus-s-pritsepom-274056/)
4. 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)
5. 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)
6. [The vertical motion lateral stability of road vehicle trains /https://trid.trb.org/view/112747](https://trid.trb.org/view/112747)
7. 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](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.07.111)
8. Sakhno V.P. Metrobus maneuverability/V.P.Sakhno, V.V.Bilichenko, V.M.Polyakov, O.E.Omelnytsky //Mechanical Engineering and Transport Bulletin: Scientific Journal /Ministry of Education and Science of Ukraine, Vinnytsia National Technical University – Vinnytsia: VNTU , No. 2(8), 2018. – P.106-118.

9. V.P. Sakhno To the development of a mathematical model of a road train with a category O1 trailer in the transverse plane// V.P. Sakhno, S.M. Sharay, I.S. Murovaniy, I.V. Chovcha //Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal. – Lutsk National Technical University, 2021. - No. 2(17). - P.151-161.

V. Sakhno, V. Poljakov, S.Sharai, I. Murovaniy. To determine the manageability and stability of trailer motion passenger bus train

The modern development of public transport leads to an increase in the demand for vehicles of large cities and city buses. As a consequence, truck and city bus manufacturers are now designing high-capacity designs in the form of shared and multi-link vehicles. Yes, the German company Göppel Bus. presented a new city bus with a separate passenger trailer. The advantage of such road trains is the ability to easily vary the capacity of the bus depending on the passenger flow, which changes throughout the day, the ability to reduce economic and environmental costs due to the use of a bus with a trailer during peak hours, and the same bus without a trailer during off-peak hours. However, when creating such road trains, it is necessary to solve a number of practical tasks related, first of all, to their configuration, controllability and stability of movement.

The conducted studies confirmed the possibility of creating such a road train under the condition of controllability and stability of movement. It is shown that at a speed of 15.0 m/s we have a steady motion of the road train both for the initial disturbance $\omega=0.05$ s⁻¹ and for the initial disturbance $\omega=0.10$ s⁻¹. However, when the speed increases to 20 m/s, even with the initial disturbance $\omega=0.05$ s⁻¹, the road train loses stability. In addition, the coefficients of the use of traction forces on the axles of the road train are determined. It is shown that with a coefficient of adhesion $\varphi=0.8$ (asphalt concrete surface) the speed of steady curvilinear movement is limited by the stability of the controlled axis of the bus. For this axis, the coupling force utilization ratio reaches a critical value equal to unity earlier than the others. At the same time, the loss of stability of the front axle due to the coupling of its wheels with the supporting surface leads to the loss of controllability of the road train. It has been established that the towed road train is characterized by slight excess turning (curvature increases as the speed of the road train increases). The critical speed of the straight-line movement of the road train was determined, which was 29.85 m/s, which indicates the stability of its movement. However, excessive maneuverability of the road train requires more attention to the configuration of the bus train and the loads on both the axle of the bus and the trailer.

Key words: towed vehicle train, equations of motion, lead angles, drift angle, stability, maneuverability, critical speed.

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>

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: poljakov_2006@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

ШАРАЙ Світлана Михайлівна, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри міжнародних перевезень та митного контролю, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: Svetasharai@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>

МУРОВАНИЙ 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>

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>

Victor POLJAKOV, Ph.D. in Technical Science, associate professor, professor of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: poljakov_2006@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

Svitlana SHARAI, Ph.D. in Technical Science, Associate Professor, Professor, Department of International Transport and Customs Control, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: Svetasharai@gmail.com <http://orcid.org/0000-0001-6568-4990>

Igor MUROVANYI, Ph.D. 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>

DOI 10.36910/automash.v2i19.918