

**В. П. Сахно**<sup>1</sup>  
**В. В. Біліченко**<sup>2</sup>  
**В. М. Поляков**<sup>1</sup>  
**В. М. Босенко**<sup>1</sup>  
**Є. М. Місько**<sup>1</sup>

## ДО АНАЛІЗУ КОНСТРУКЦІЙ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ МІСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ПАСАЖИРІВ

<sup>1</sup>Національний транспортний університет

<sup>2</sup>Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуті питання розвитку системи громадського транспорту як важливого засобу безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. Метробус або «Швидкісний автобусний транспорт» (Bus Rapid Transport, BRT) – таку назву носить складна система автобусного руху. Проект BRT передбачає рух автобусів по спеціально виділених і часто обгороджених смугах. Головною перевагою метробуса є його повна ізоляваність на дорозі від інших видів транспорту. Для підвищення пасажиромісткості в системі BRT можуть використовуватися триланкові автобуси і тролейбуси.

Поряд з незаперечними перевагами трисекційних зчленованих автобусів і тролейбусів їм притаманні і недоліки – гірші маневреність і стійкість руху порівняно з двосекційними. Крім того, ефективність експлуатації таких машин тісно пов'язана з пасажиропотоком, який протягом дня може змінюватися в рази. Тому перспективним може стати автопоїзд у складі двох (або трьох) автобусів або тролейбусів, що працюють у зчипці, пасажиромісткість яких аналогічна зчленованим автобусам і тролейбусам. У години пік працює автобусний поїзд, а у міжпіковий період – кожний автобус окремо (можлива стоянка одного автобуса на виділеному майданчику).

Проведено порівняння цих двох автобусних поїздів – триланкового зчленованого і триланкового причіпного за показниками маневреності. Порівняння виконано на основі диференціальних рівнянь руху цих автопоїздів. Інтегрування рівнянь руху виконано на основі вихідних даних, отриманих як за технічною характеристикою автобусів, так і шляхом розрахунку моментів опору повороту, інерції, коефіцієнтів опору відведення тощо.

Розв'язок вихідної системи рівнянь здійснено з використанням програмного забезпечення Maple. При цьому отримані координати центра мас автобуса, за якими визначено габаритну смугу руху (ГСР) метробуса. Аналіз отриманих даних показав, що триланковий причіпний автопоїзд з керованими осями причепів забезпечує вимоги нормативних документів щодо маневреності. ГСР такого автопоїзда складає 7,193 м. Для напівпричіпного автопоїзда з двома некерованими причіпними ланками ГСР складає 7,39 м, що дещо більше допустимої. При цьому як керований, так і некерований автопоїзд має недостатню поворотність, що може служити запорукою стійкості руху.

**Ключові слова:** автобус, метробус, автобусний поїзд, габаритна смуга руху, зміщення, кут складання.

### Вступ

Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення.

Метробус або «Швидкісний автобусний транспорт» (Bus Rapid Transport, BRT) або метробус (metrobus) – таку назву носить складна система автобусного руху. Проект BRT передбачає рух автобусів по спеціально виділених і часто обгороджених смугах. Головною перевагою метробуса є його повна ізоляваність на дорозі від інших видів транспорту. Для підвищення пасажиромісткості в системі BRT можуть використовуватися триланкові автобуси і тролейбуси. Так, на найбільшому міжнародному салоні автобусів і комплектуючих Busworld Europe 2019, що пройшов у Брюсселі з 18 по 23 жовтня, дебютував незвичайний тролейбус – Trollino 24, рис. 1. Це трисекційна машина довжиною 24 м, що виготовлена польським виробником Solaris Bus & Coach. У рух машину приводять два тягових електродвигуни (на 2-й і 3-й осях) потужністю по 160 кВт кожний. Максимальна

швидкість руху тролейбуса з повною масою 38 т, пасажиромісткістю від 180 до 200 чоловік складає 70 км/год [1].



Рис. 1. Тролейбус Trollino 24

Метробус рекордної місткості, наддовгий трисекційний марки AKIA [2], призначений для перевезення майже трьох сотень пасажирів, презентували на виставці Busworld Turkey 2016 у Стамбулі, рис. 2.



Рис. 2. Метробус AKIA Ultra LF25

Метробус AKIA Ultra LF25 має довжину 25 метрів і може перевозити рекордне в цьому класі число пасажирів – 290. Місць для сидіння – 29. Ця машина розроблена спеціально для виділеної лінії швидкісного автобусного сполучення BRT, що успішно функціонує сьогодні в ряді найбільших міст світу, в тому числі і в Стамбулі. Технічних характеристик метробуса поки небагато – відомо лише, що він оснащується турбодизельним двигуном Mercedes-Benz екологічного стандарту Євро 6. Наддовгий метробус Ultra LF25 може також випускатися не тільки з дизельною, але і з гібридною силовою установкою. Більш того, можливий і варіант тролейбуса. В останньому випадку він оснащується двома тяговими електромоторами потужністю по 160 кВт і штангами на даху. Проте найбільший у світі метробус показали у Швеції. Шведський автовиробник Scania представив модель трисекційного автобуса, двигун якого працює на природному газі. Модель відповідає нормам Євро-6. Її представили під час міжнародної виставки Busworld Latin America у колумбійському місті Меделлін. Шасі автобуса має довжину 28 метрів. Кузов для нього виготовила Бразильська компанія Busscar. В салоні транспортного засобу може розміститися до 300 пасажирів.

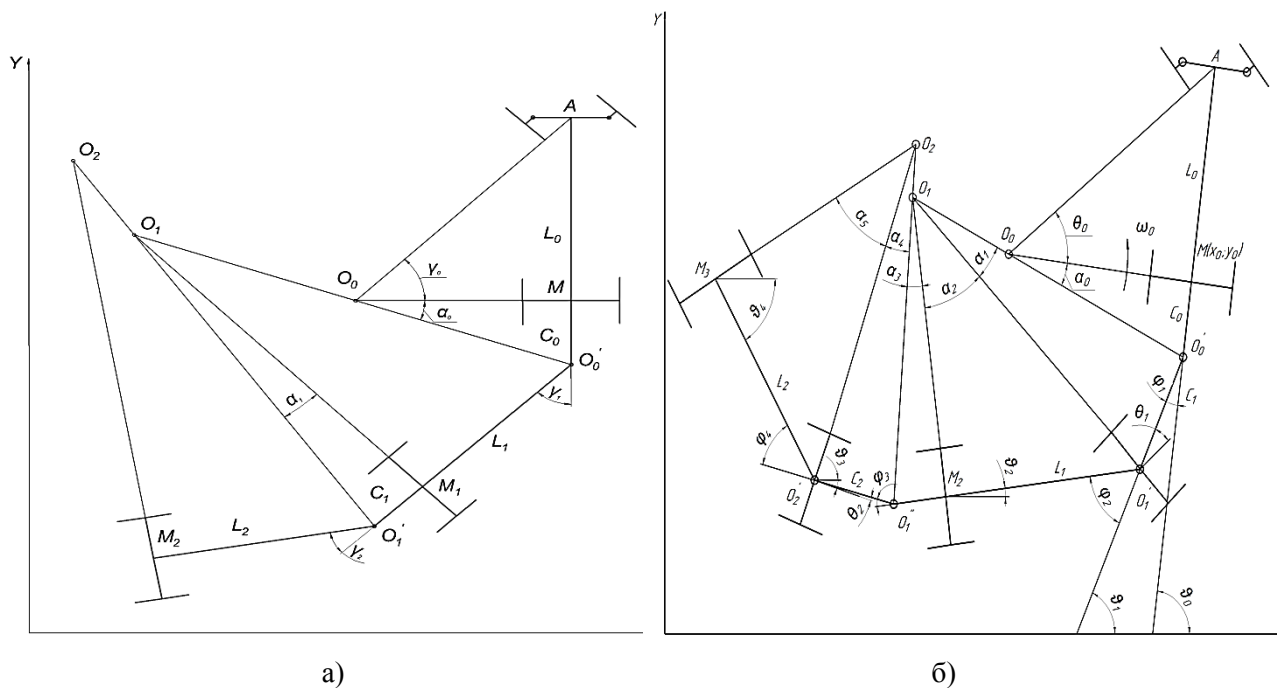
Поряд з незаперечними перевагами трисекційних зчленованих автобусів і тролейбусів їм притаманні і недоліки – гірші маневреність і стійкість руху у порівнянні з двосекційними. Крім того, ефективність експлуатації таких машин тісно пов'язана з пасажиропотоком, який протягом дня може змінюватися в рази. Тому перспективним може стати автопоїзд у складі двох (або трьох) автобусів або тролейбусів, що працюють у зчепці, пасажиромісткість яких аналогічна зчленованим автобусам і тролейбусам. У години пік працює автобусний поїзд, а у міжпіковий період – кожний автобус окремо (можлива стоянка одного автобуса на виділеному майданчику).

Ще у 1993 р. інститутом «ДержавтотрансНДІпроект» разом з Київським автомобільно-дорожнім інститутом. була розроблена конструкція автопоїзда, що складався з двох автобусів ЛАЗ-695, що працювали в зчіпці, рис. 3. Дослідна експлуатація такого автопоїзда на одному з маршрутів м. Києва показала його життєздатність. Проте поява у м. Києві у цей же час шарнірно-зчленованих автобусів Ikarus-180 стала причиною припинення їх експлуатації. Проте такі причіпні автопоїзди можуть знайти своє застосування в системі BRT.

Порівнюємо ці два автобусних поїзди – триланковий зчленований і триланковий причіпний за показниками маневреності. Порівняння виконаємо, розв’язуючи рівняння руху.

### Основна частина

У роботах [3–10], у яких розглядалися питання маневреності та стійкості, приймалася модульна побудова автопоїзда. За цієї умови метробус можна представити у вигляді трьох модулів – автобуса і двох причіпних ланок. У свою чергу автобус представляється у вигляді одного модуля – кістяка з передніми керованими колесами, кути повороту яких  $\theta_1$  і  $\theta_1'$ , але для подальших розрахунків приймаємо  $\theta_1' = \theta_1 = \theta_1$  і двома (однією) задніми неповоротними осями. Причіпні ланки також представлялися у вигляді або одного модуля – кістяка з неповоротними колесами (осями) за напівпричіпною компоувальною схемою, або із двох кінематично незалежних елементів – платформи з неповотною задньою віссю і поворотною віссю з дишлем, причому між ними існує шарнірний зв’язок, кути повороту яких  $\theta_2$  і  $\theta_3$ .



а) – за напівпричіпною схемою, б) – за причіпною схемою

Рис. 3. Розрахункова схема метробуса

Введемо такі позначення 3:  $\Sigma = Oxy$  – плоска інерціальна система декартових координат;  $C_{(x,y)\Sigma}$ ,  $m$ ,  $I$  – центр мас, маса і центральний момент інерції автобуса щодо вертикальної осі;  $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3, \vartheta_4$  – курсові кути ланок автопоїзда;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – кути складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;  $v, u$  – поздовжня і бокова проекції швидкості точки  $C$ , тобто проекції швидкості точки  $C$  на осі рухомої системи координат, безпосередньо пов’язаної з автобусом;  $M_k = f(\varphi_k, \dot{\varphi}_k)$  – моменти опору повороту ланок метробуса;  $X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij}$  – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса метробуса;  $a$  – відстань від передньої осі до центра мас автобуса;  $b$  – відстань від задньої осі до центра мас автобуса;  $c$  – відстань від центра мас автобуса до точки зчіпки з першим

напівпричепом (причепом);  $L_o$  – габаритна довжина автобуса;  $B$  – колія передніх коліс автобуса;  $\vartheta_1$  – відстань від центра мас першої причіпної ланки до її осі (за напівпричіпної схеми) і передньої осі (за причіпною схемою);  $\vartheta_{12}$  – відстань від центра мас першої причіпної ланки до її задньої осі (за причіпною схемою);  $c_1$  – відстань від центра мас першої причіпної ланки до точки зчипки з автобусом;  $c_2$  – відстань від точки зчипки автобуса з першою причіпною ланкою до його осі (за причіпною схемою) і до його задньої осі (за причіпною схемою);  $L_1$  – габаритна довжина першої причіпної ланки;  $\vartheta_2$  – відстань від центра мас другої причіпної ланки до його осі (за причіпною схемою) і передньої осі (за причіпною схемою);  $\vartheta_{22}$  – відстань від центра мас другої причіпної ланки до її задньої осі (за причіпною схемою);  $d_2$  – відстань від центра мас другої причіпної ланки до точки зчипки з першою;  $kf$  – коефіцієнт опору кочення коліс метробуса;  $q_{1i}; q_{2i}; q_{3i}; q_{4i}$  – коефіцієнти опору відведення коліс осей автобуса, першої і другої причіпних ланок;  $L_2$  – габаритна довжина другої причіпної ланки;  $\chi_1$  і  $\chi_2$  – коефіцієнти жорсткості рульового приводу автобуса і причепа;  $h_{1r}$  і  $h_{2r}$  – коефіцієнти в'язкого тертя в деталях рульового керування автобуса і причепа;  $\varphi_1$  – коефіцієнти зчеплення при визначенні бічних сил відведення коліс автобуса та причіпних ланок;  $v, u$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас на осі, пов'язані з автобусом;  $\omega$  – кутова швидкість автобуса щодо вертикальної осі;  $m_1, J_1$  – маса й центральний момент інерції керованої осі першої причіпної ланки;  $v_1, u_1$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас керованої осі першої причіпної ланки;  $\omega_1$  – кутова швидкість керованої осі першої причіпної ланки;  $m_2, J_2$  – маса й центральний момент інерції кістяка першої причіпної ланки;  $v_2, u_2$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас першої причіпної ланки;  $\omega_2$  – кутова швидкість першої причіпної ланки;  $m_3, J_3$  – маса й центральний момент інерції керованої осі другої причіпної ланки;  $v_3, u_3$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас керованої осі першої причіпної ланки;  $\omega_3$  – кутова швидкість керованої осі другої причіпної ланки;  $v_{31}, u_{31}$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас керованої осі другої причіпної ланки;  $m_4, J_4$  – маса й центральний момент інерції кістяка другої причіпної ланки;  $v_4, u_4$  – поздовжня й поперечна проекції вектора швидкості центра мас кістяка другої причіпної ланки;  $\omega_4$  – кутова швидкість кістяка другої причіпної ланки щодо вертикальної осі;  $\dot{v}$  – прискорення автопоїзда.

Диференціальні рівняння руху триланкового метробуса, що складається із двовісного автобуса і двох причепів (більш загальний випадок) були отримані на основі загальних теорем механіки про зміну головного вектора і головного моменту кількості руху.

Після визначення узагальнюючих сил і моментів, що діють на окремі ланки метробуса та його кінетичної енергії, диференціальні рівняння руху записані у вигляді:

- для поздовжньої швидкості центра мас тягача

$$\begin{aligned} & (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) - [m_1d_1 + m_2l_1 + \\ & + (m_3 + m_4)l_2][(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\sin\varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\cos\varphi_1] - m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_2)] - (m_3d_3 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_2)] - m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] = \\ & = -(X_1\cos\theta_1 + Y_1\sin\theta_1) + X_{12} - X_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) - X_{32} - Y_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - Y_{32} - X_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) - X_{42} - Y_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) - Y_{42}; \end{aligned}$$

- для поперечної швидкості центра мас

$$\begin{aligned} & (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) - [m_1d_1 + m_2l_1 + \\ & + (m_3 + m_4)l_2][(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos\varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1] - m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_2)] - (m_3d_3 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3)\cos(\varphi_1 + \varphi_3) + \\ & + (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_3)] - m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + \\ & + (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] = \\ & = -(X_1\sin\theta - Y_1\cos\theta) + Y_{12} - X_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{32} + \\ & + X_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + Y_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + Y_{42}; \end{aligned}$$

- для кутової швидкості тягача

$$\begin{aligned} & I\omega + [\dot{\omega} - (U + V\omega)]c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) + c\{[m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] \times \\ & \times [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos\varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1] + m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \\ & \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] + (m_3d_4 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3)] + \\ & + m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] \} = \\ & = H(X_1\cos\theta_1 + Y_1\sin\theta_1) + \varepsilon X_1 + a(Y_1\cos\theta - X_1\sin\theta) + X_{12}H_1 - Y_{12}b_{11} - c[X_{31}\times\sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + \\ & + Y_{31}\times\cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{32}] + c[X_{41}\times\sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{41}\times\cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{42}]; \end{aligned}$$

- для кістяка першого причепа

$$\begin{aligned} & [I_1 + m_1d_1^2 + m_2l_1^2 + (m_3 + m_4)l_2^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + [m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \\ & \times \sin\varphi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos\varphi_1] - m_2d_2l_1[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos\varphi_2 + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\sin\varphi_2] - \\ & - l_2\{(m_3d_3 + m_4l_3)[(\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2\cos\varphi_3 + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2\sin\varphi_3] + m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \\ & \times \cos(\varphi_3 + \varphi_4) + (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \sin(\varphi_3 + \varphi_4)] \} = \\ & = l_1[X_{31}\times\sin(\theta_{11} + \varphi_2) + Y_{31}\times\cos(\theta_{11} + \varphi_2)] + l_2[X_{41}\times\sin(\theta_{12} + \varphi_3 + \varphi_4) + \\ & + Y_{41}\times\cos(\theta_{12} + \varphi_3 + \varphi_4)] + M_1 - M_2 + M_3; \end{aligned}$$

- для керованої осі першого причепа

$$\begin{aligned} & [(I_2 + m_2d_2^2) \times (\ddot{\varphi}_3 - \dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1)] + (m_3d_3 + m_4l_3) \times [(V - U\omega + c\omega^2) \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + \\ & + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_3)] + l_2[-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \times \cos\varphi_3 + (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \times \sin\varphi_3] \} + \\ & + l_3m_4d_4 \times [-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \cos\varphi_4 - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2 \times \sin\varphi_4] = \\ & l_3[X_{31}\times\sin(\theta_{12} + \varphi_3) + X_{32}\sin\varphi_3 + Y_{31}\times\cos(\theta_{12} + \varphi_3) + Y_{32}\cos\varphi_3] + M_3 - M_4; \end{aligned}$$

- для кістяка другого причепа

$$\begin{aligned} & [I_3 + m_3d_3^2 + m_4l_3^2] \times (\ddot{\varphi}_3 - \dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + (m_3d_3 + m_4l_3) \times [(\dot{U} - V\omega + c\omega^2) \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + \\ & + (V\omega + \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + l_2[-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos\varphi_3 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_3] + \\ & + l_3m_4d_4[-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\cos\varphi_4 - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\sin\varphi_4] = \\ & = l_3[X_{41}\times\sin(\theta_{12} + \varphi_4) + Y_{41}\times\cos(\theta_{12} + \varphi_4)] + M_3 - M_4; \end{aligned}$$

- для керованої осі другого причепа

$$\begin{aligned} & (I_4 + m_4d_4^2) \times (\ddot{\varphi}_4 + \ddot{\varphi}_3 + \dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1) + m_4d_4 \times [(\dot{U} - V\omega + c\omega^2) \times \\ & \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + (V\omega + \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] - l_3[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3)\cos\varphi_4 - \\ & - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2\sin\varphi_4] - l_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos(\varphi_3 + \varphi_4) - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin(\varphi_3 + \varphi_4)] = \\ & = (d_4 + b_{4\rho})[X_{41}\times\sin\theta_{12} + Y_{41}\times\cos\theta_{12} + Y_{42}] - H_4(X_{41}\times\cos\theta_{12} + X_{42} - Y_{41}\times\sin\theta_{12} + M_4). \end{aligned} \quad (1)$$

Для метробуса, виконаного за напівпричіпною схемою, слід прийняти  $m_1=m_3=0$ ,  $I_2=I_4=0$ ,  $v_1=v_3=0$ ,  $u_1=u_3=0$ ,  $X_{31}=X_{41}=0$ ,  $Y_{31}=Y_{41}=0$ ,  $\theta_{11}=\theta_{12}=0$ .

Для інтегрування рівнянь руху метробуса визначимо необхідні вихідні дані.

1. Навантаження на осі метробуса

При визначенні навантаження на осі метробуса приймалися такі припущення:

- метробус завантажений рівномірно;
- перерозподіл нормальних реакцій між колесами окремих осей метробуса не враховується;
- центри мас ланок метробуса знаходяться у вертикальній подовжній площині.

Загальна маса триланкових метробусів, що експлуатуються сьогодні у різних країнах світу, не перевищує 38000 кг. Якщо врахувати рекомендації Директиви ЄС щодо навантаження на ведучу (ведучі) вісь автобуса (не менше 25 % загальної маси метробуса), то це навантаження складе 10000 кг, тобто автобус може бути двовісним. За діючими нормами і правилами допустиме навантаження на ведучу вісь автобуса складає 11500 кг, а на керовану вісь – не менше 6000 кг. Для подальших розрахунків приймемо навантаження на ведучу вісь автобуса 11500 кг, керовану – 6500 кг, тобто маса

автобуса – 18000 кг. Тоді маса кожної причіпної ланки складе 10000 кг.

2. Моменти опору в шарнірних з'єднаннях за напівпричіпною семою метробуса визначаються як [6]

$$M_{\phi k} = \frac{2}{3} Z_{oi} \times \mu \frac{R_i^2 - r_i^2}{R_i^2 + r_i^2}, \quad (2)$$

де  $Z_{oi}$  – вертикальне навантаження на опорно-зчіпний пристрій;  $\mu$  – коефіцієнт тертя ( $\mu = 0,15 \dots 0,20$ );  $R_i, r_i$  – зовнішній і внутрішній радіуси  $i$ -го поворотного круга.

3. Моменти інерції ланок автопоїзда.

Центральний момент інерції автомобіля-тягача і обох причіпних ланок відносно поперечної осі визначався у відповідності до роботи [11] через радіус інерції відносно поперечної осі

$$\rho_y = \sqrt{\frac{1}{2} ab + \frac{1}{3} (H - h) h \pm \frac{1}{6} ab}, \quad (3)$$

де  $B$  – колія автобуса (причепи, напівпричепи);  $H$  – висота автобуса (причепи, напівпричепи);  $h$  – відстані від центра мас до площини дороги;  $a, b$  – відстані від центра мас до передньої осі та задньої осі автобуса (причепи, напівпричепи).

Момент інерції автобуса (причепи, напівпричепи) визначався за відомою формулою

$$I_i = \rho_i \times m_i \quad (4)$$

4. Поздовжні сили на осях метробуса визначалися як

$$P_{fi} = f_i \times Z_i, \quad (5)$$

де  $f_i$  – коефіцієнт опору коченню коліс метробуса;  $Z_i$  – нормальні реакції опорної поверхні на колеса осей метробуса.

5. Бічні сили на колесах осей метробуса визначалися за формулою Д. А. Антонова [12]

$$Y = qk_{yoy} \delta, \quad (6)$$

$$q = q_N q_T q_\phi q_\gamma q_{\approx} q_{zp} q_{zy} q_{ny}, \quad (7)$$

де  $q_N$  – коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій;  $q_T$  – коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил;  $q_\gamma$  – коефіцієнт кута нахилу площини колеса до опорної поверхні;

$q_{ш}$  – коефіцієнт тиску повітря в шині;  $q_{zy}$  – коефіцієнт відведення задніх керованих коліс;

$q_{ny}$  – коефіцієнт несталого відведення;  $q_\phi$  – коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття;

$q_{\approx}$  – коефіцієнт урахування коливань колеса, що виникають при русі по нерівній поверхні;  $q_{zp}$  – у випадку руху колеса по ґрунтовій дорозі.

За умови експлуатації метробуса на дорогах із твердим покриттям і при номінальному тиску повітря в шинах його коліс можна вважати

$$q_{\approx} = q_{zp} = q_{zy} = q_{ny} = q_\gamma = q_{ш} = 1.$$

Тоді одержимо

$$Y = q_N q_T q_\phi k_{yoy} \delta, \quad (8)$$

де  $k_{yoy}$  – екстремальне значення коефіцієнта  $k_{yo}$  в залежності від номінальної реакції в контакті колеса з опорною поверхнею.

Коефіцієнти, що входять у вираз (8), визначаються залежностями:

- для вертикального навантаження

$$q_N = 1 - 0,6 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^2 + 0,4 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^3 - 0,1 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right) - 0,1 \left( \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{Z3}}{R_{Z3}}, \quad (9)$$

де  $\Delta R_{Z3} = R_Z - R_{Z3}$ ;  $R_Z$  – нормальна реакція опорної поверхні на колеса метробуса;  $R_{Z3}$  – 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 [12]

$$R_{Z_3} = R_{Z_{ном}} - 0,0726 \left( \frac{HD}{B} \right)^2 \left( \frac{d}{B} \right)^2 \left( \frac{n_{cl} + 8}{n_{cl}} \right) H (D^2 - d^2)^2 \times$$

$$\times \left[ 3,75 R_{Z_{ном}} + 15 - 1000 \left( \frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (10)$$

де  $R_{Z_{ном}}$  – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині за каталогом фірми-виробника, Н;  $H$  – висота профілю шини, м;  $D, d$  – зовнішній і внутрішній діаметри шини, м;  $B$  – ширина профілю шини, м;  $n_{cl}$  – кількість шарів корду шини.

На двовісних автобусах загальною масою 18000 кг, зокрема МАЗ-203, встановлюють шини 275/80R×22,5. Ці ж шини встановлюються і на причіпних ланках метробуса.

На рис. 4а наведена залежність коефіцієнта впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій від нормальної реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда (прийнято, що нормальні реакції опорної поверхні на середню і задню вісь тягача і осі напівпричепи однакові).

Як випливає з наведеного (див. рис. 4а), коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій для шин коліс автобуса і причіпних ланок змінюється в досить вузьких межах – від 1,008 до 0,982, тобто в розрахунках коефіцієнт  $qN$  можна взяти рівним одиниці;

-для якості дорожнього покриття

$$q_\phi = \frac{\arctg \left[ \frac{q_N k_{y_{03}} \pi}{2\phi R_Z} (\delta - 0,026) \right]}{\frac{q_N k_{y_{03}} \pi}{2\phi R_Z} (\delta - 0,026)}, \quad (11)$$

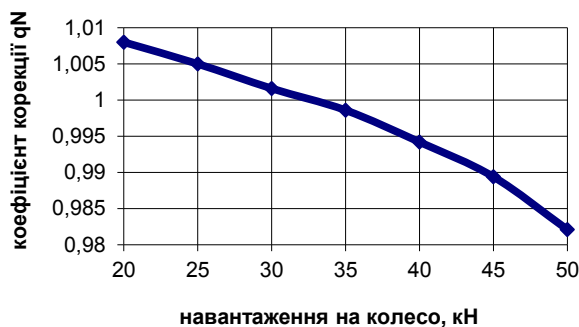
де  $\phi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею;  $\delta$  – кут бічного відведення колеса автомобіля (причепи, напівпричепи);  $k_{y_{03}}$  – екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню.

Екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню визначається за формулою [12]:

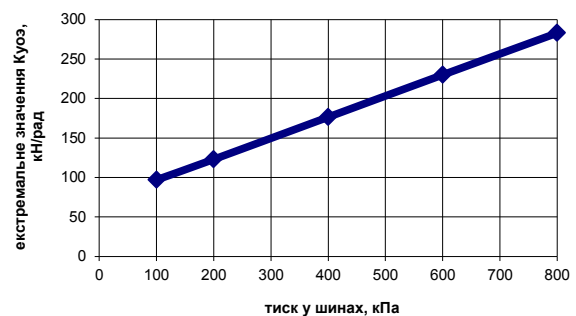
$$k_{y_{03}} = 1000 \left( \frac{n_{cl}}{n_{cl} + 10} \right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} + \frac{6,2}{d^3 (n_{cl} + 8)} \left[ \frac{DHB}{(D^2 - d^2)d} \right] P_{ш}, \quad (12)$$

де  $P_{ш}$  – тиск повітря в шині;  $n_{cl}$  – кількість шарів корду;  $H$  – висота профілю шини;  $d$  – посадковий діаметр шини.

Екстремальний коефіцієнт опору бічному відведенню лінійно залежить від тиску повітря в шині, рис. 4б, тобто збільшення або зменшення тиску повітря в шині спричиняє пропорційне збільшення або зменшення коефіцієнта  $k_{y_{03}}$ .



а)



б)

Рис. 4. Залежність екстремального коефіцієнта опору бічному відведенню: а) – від навантаження на колесо; б) – від тиску повітря в шині

На рис. 5 наведено залежність коефіцієнта урахування якості дорожнього покриття від нормальної реакції опорної поверхні на колесо. Як випливає з наведеної залежності збільшення навантаження на колесо і кута його відведення суттєво зменшують коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття, тобто цей коефіцієнт необхідно враховувати в розрахунках.

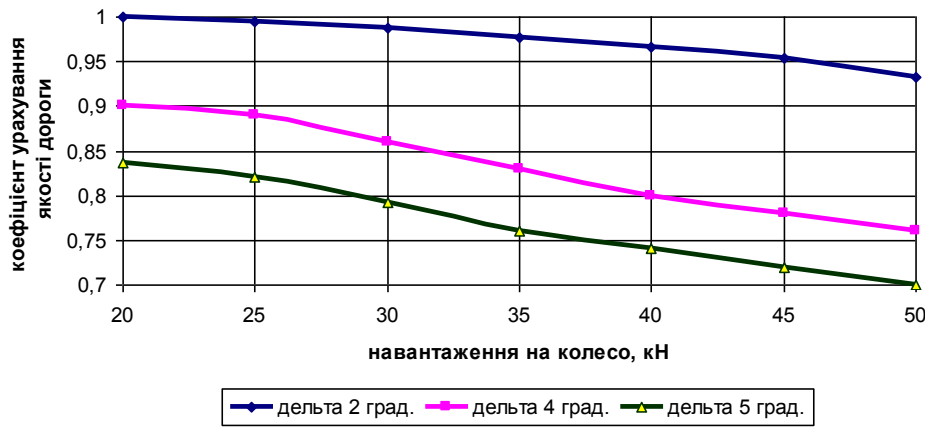


Рис. 5. Залежність коефіцієнта урахування якості дорожнього покриття на коефіцієнт опору відведення від нормальної реакції опорної поверхні на колесо

На рис. 6 наведено залежність коефіцієнта впливу тягових і гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню від нормальної реакції опорної поверхні на колесо при різних значеннях коефіцієнта опору кочення. Зокрема, для тягових зусиль на ведучих колесах автомобіля-тягача

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\phi R_z}\right)^2}}{1 + 0,375 \frac{R_x}{R_z}}, \quad (13)$$

де  $R_x$  – тягова сила на колесах автомобіля-тягача.

Аналіз наведеної залежності показує суттєвий вплив цього коефіцієнта на коефіцієнт опору бічному відведенню, особливо при збільшенні опору коченню.

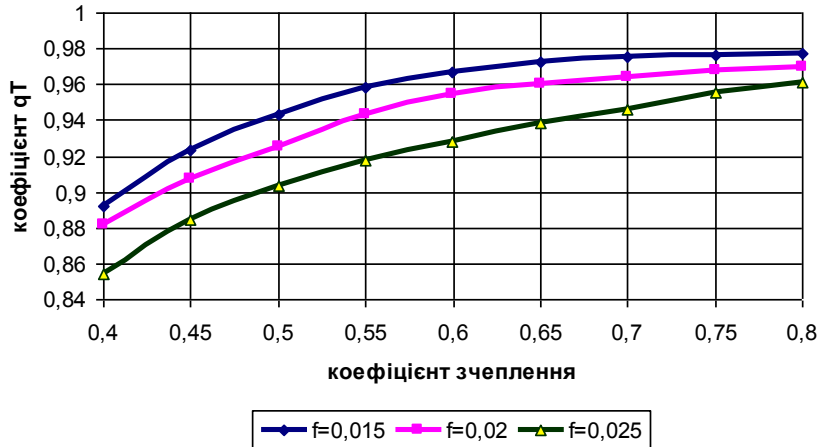


Рис. 6. Залежність коефіцієнта впливу тягових і гальмівних сил на коефіцієнт опору бічному відведенню від коефіцієнта зчеплення за  $R_x=0,2R_z$

За обраних вихідних даних екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню для коліс метробуса з шинами 275/80R×22.5 за тиску в шинах 0,6 мПа склало 130000 Н/рад.

Корегуючі коефіцієнти беруться в залежності від умов руху метробуса.

Кути відведення, що входять до виразу (6), визначаються через проекції швидкостей центрів мас ланок метробуса і кути повороту коліс (осей) ланок метробуса.

$$\delta_1 = \theta - \arctg \frac{u}{v}, \quad \delta_{21} = \arctg \frac{-u + b \times \omega}{v},$$

$$\delta_{31} = -\theta_{11} + \arctg \left[ \frac{(-u_2 + b_1 \omega_2) / v_2}{v \cos \varphi_1 - (u - c \omega) \cos \varphi_1 + (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 + b_1 (\omega + \dot{\varphi}_1)} \right],$$



$$\delta_{32} = \arctg(-u_2) / v_2 = \arctg \frac{v \sin \varphi_1 - (u - c\omega) \cos \varphi_1 + (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1}{v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1},$$

$$\delta_{41} = -\theta_{12} + \arctg [(-u_3 + b_2 \omega_3)] / v_3 =$$

$$= -\theta_{12} + \arctg \{ [v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \sin \varphi_2 - [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1(\omega + \dot{\varphi}_1)) \cos \varphi_2 + (\omega + \dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) d_2] \} /$$

$$\{ [v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \cos \varphi_2 + [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1(\omega + \dot{\varphi}_1)) \sin \varphi_2] \},$$

$$\delta_{42} = \arctg(-u_3) / v_3 =$$

$$= \arctg \{ [v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \sin \varphi_2 - [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1(\omega + \dot{\varphi}_1)) \cos \varphi_2 + d_2(\omega + \dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)] \} /$$

$$\{ [v \cos \varphi_1 + (u - c\omega) \sin \varphi_1] \cos \varphi_2 + [(-v \sin \varphi_1 + (u - c\omega) \cos \varphi_1 - (\omega + \dot{\varphi}_1) d_1 - c_1(\omega + \dot{\varphi}_1)) \sin \varphi_2] \}, \quad (14)$$

Після визначення кутів відведення бічну силу на колесах осей метробуса знаходимо за виразом (7).

6. Моменти в'язкого тертя в рульовому керуванні автобуса і причепа пропорційні кутам повороту приведених коліс [6]:

$$M_{1T} = h_{1T} \times \dot{\theta}, \quad M_{2T} = h_{2T} \times \dot{\varphi}. \quad (15)$$

де  $h_{1T}$  і  $h_{2T}$  - коефіцієнти в'язкого тертя в деталях рульового керування.

7. Моменти пружності в рульовому керуванні автобуса і причепа пропорційні кутам повороту приведених коліс:

$$M_{p1} = \chi_1 \times \dot{\theta}, \quad M_{p2} = \chi_2 \times \dot{\theta}_{1,1,2},$$

де  $\chi_1$  і  $\chi_2$  - коефіцієнти жорсткості рульового приводу автобуса і причепа.

Для знаходження показників маневреності і стійкості руху триланкового автопоїзда до динамічних рівнянь (1) слід додати кінематичні рівняння [7]

$$\begin{cases} \dot{x} = V \cos \vartheta - U \sin \vartheta, \\ \dot{y} = V \sin \vartheta + U \cos \vartheta, \\ \dot{\vartheta} = \omega. \end{cases} \quad (16)$$

та рівняння, що визначають кути повороту поворотних осей причепів [7]:

$$\theta_{11} = \arctg \frac{L_1}{L_T \operatorname{ctg} \theta}; \quad \theta_{12} = \arctg \frac{L_2}{L_T \operatorname{ctg} \theta_{11}}. \quad (17)$$

Відповідно до Правил ЄЕК ООН 36 основним показником, що визначає маневреність транспортного засобу, є габаритна смуга за його колового руху, що визначається шляхом інтегрування вихідної системи рівнянь (1).

Інтегрування виконаємо за таких вихідних даних:

$a = 3,58$ ;  $b = 2,32$ ;  $bb = 0$ ;  $c = 4,71$ ;  $c_{o1} = 2,5$ ;  $L_o = 12$ ;  $B = 1,86$ ;  $\epsilon_1 = 0,5$  (за напівпричіпної схеми) і  $\epsilon_1 = 2,9$  (за причіпною схемою);  $\epsilon_{12} = 3,1$ ;  $c_1 = 3,9$ ;  $c_2 = 0,5$  (за напівпричіпною схемою) і  $c_2 = 2,9$  (за причіпною схемою);  $L_j = 6,2$ ;  $\epsilon_2 = 0,5$  (за напівпричіпною схемою) і  $\epsilon_2 = 2,9$  (за причіпною схемою);  $\epsilon_{22} = 3,1$ ;  $d_2 = 3,9$ ;  $kf$  - коефіцієнт опору кочення коліс метробуса;  $L_1 = L_2 = 6,9$ ;  $q_1 = 130000$ ;  $q_2 = 220000$ ;  $q_3 = 180000$ ;  $q_{31} = 110000$ ;  $q_{32} = 130000$ ;  $q_{41} = 110000$ ;  $q_{42} = 130000$ ;  $\chi_1 = 1780$ ;  $\chi_2 = 1500$ ;  $\chi_3 = 1500$ ;  $h_{1T} = 30$ ;  $h_{2T} = 30$ ;  $h_{3T} = 30$ ;  $\varphi_1 = 0,8$ ;  $m_1 = 400$ ;  $J_1 = 16,9$ ;  $m_2 = 9600$ ;  $J_2 = 27300$ ;  $m_3 = 400$ ;  $J_3 = 16,9$ ;  $m_4 = 9600$ ;  $J_4 = 27300$ ;  $f = 0$ ;  $V = 0$ ;  $\theta = 0,35$ ;  $\theta_2 = \theta_3 = f(\varphi)$ ;  $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0,8$ ;  $V = 0$ ;  $X_1 = X_2 = X_3 = X_{31} = X_{32} = X_4 = X_{41} = X_{42} = 0$ .

Розв'язок системи рівнянь (1) виконаємо з використанням програмного забезпечення Maple. При цьому отримуємо координати центра мас автобуса, за якими визначимо габаритну смугу руху метробуса, табл. 1. У цій же таблиці наведемо значення ГСР для метробуса і автопоїзда на жорстких у бічному напрямку колесах.

Габаритна смуга руху триланкового метробуса [4] і автопоїзда із трьох автобусів в зчипці

Габаритна смуга колового руху автопоїзда, м			
Автопоїзд з жорсткими у бічному напрямку колесами		Автопоїзд з еластичними у бічному напрямку колесами	
метробус	автопоїзд	метробус	автопоїзд
8,9	7,58	8,53	7,15

Аналіз даних рис. 8 показує, що триланковий причіпний автопоїзд з керованими осями причепів забезпечує вимоги нормативних документів щодо маневреності. ГСР такого автопоїзда складає 7,193 м. Для напівпричіпного автопоїзда з двома некерованими причіпними ланками ГСР складає 7,39 м, що дещо більше допустимої. При цьому як керований, так і некерований автопоїзд має недостатню поворотність, що може служити запорукою стійкості руху.

### Висновки

Встановлено, що при односторонньому повороті метробуса, як і автобусного поїзда, траєкторії причіпних ланок зміщуються по відношенню до траєкторії автобуса до центра повороту, збільшуючи при цьому габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і габаритної смуги руху збільшуються зі збільшення бази причепів. Показано, що нормоване значення габаритної смуги руху за реальних конструктивних параметрів триланкового метробуса з урахування усіх його можливих обмежень (бази автобуса, розташування точок зчеплення, бази причепа тощо) не може забезпечити триланковий метробус, що розглядається, у той час як автобусний поїзд цю вимогу виконує із запасом.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Показан 24-метровый польский троллейбус. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://autotheme.info/news/103250-pokazan-24-metrovyyj-polskij-trolleybus.html>. Дата звернення: 26.08.2019р.
- [2] Метробусы. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://grifphon.livejournal.com/222403>. Дата звернення: 26.08.2019р.
- [3] Я. Х. Закин, *Маневренность автомобиля и автопоезда*. М.: Транспорт, 1986, 137 с.
- [4] Я.Е.Фаробин и др. *Трехзвенные автопоезда*. М.: Машиностроение, 1993, 224 с.
- [5] В. П. Сахно, В. В. Біліченко, В. М. Поляков, О. Є. Омельницький, «Маневреність метробусів», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2(6), с.131-140. 2018.
- [6] В.П.Сахно, В.М.Поляков, С.М.Шарай, О.Є.Омельницький, «Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності метробуса», *Вісник ЖДТУ*, № 2 (77), с.248-256. 2018.
- [7] V.Sakhno, V.Poliakov, O.Timkov, O.Kravchenko, "Lorry convoy stability taking into account the skew of semitrailer axes," *Transport Problems*, vol. 11, no. 3, pp. 69-76. 2016.
- [8] Volodymyr SAKHNO, Victor POLIAKOV, Igor MUROVANYI, Vadim SELEZNIOV, Yuriy VOVK. Analysis of transverse stability parameters of hybrid buses with active trailers//Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2018, 101, 185-201.
- [9] Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask, "Road train motion stability in BRT system," in XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018. - Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, pp. 49. Road train motion stability in BRT system // MATEC Web of Conferences 254, 03007 (2019) <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925403007>. MMS 2018.
- [10] V.Sakhno, V. Poljakov, I.Myrovany, V.Seleznov, "Determination of movement stability of especiality large class hybrid bus with active trailer," *INMATEN – Agricultural engineering*, vol. 49, no. 2, pp. 107-118. 2016.
- [11] М. А. Подригало, В. П. Волков, «Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования», *Автомобильная промышленность*, № 6, с. 19-22. 2003.
- [12] Д. А. Антонов *Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей*. М.: Машиностроение, 168 с, 1984.

**Сахно Володимир Прохорович** – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, e-mail: [svp\\_40@ukr.net](mailto:svp_40@ukr.net).

Національний транспортний університет, м. Київ.

**Біліченко Віктор Вікторович** – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: [bilichenko.v@gmail.com](mailto:bilichenko.v@gmail.com).

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

**Поляков Віктор Михайлович** – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри автомобілів, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net).

**Босенко Володимир Миколайович** – асистент кафедри автомобілів, e-mail: [bosia4ok@ukr.net](mailto:bosia4ok@ukr.net).

**Місько Євген Михайлович** – аспірант кафедри автомобілів, e-mail: [dreadfull87@gmail.com](mailto:dreadfull87@gmail.com).

Національний транспортний університет, м. Київ.

**V. Sakhno<sup>1</sup>**  
**V. Bilichenko<sup>2</sup>**  
**V. Polyakov<sup>1</sup>**  
**V. Bosenko<sup>1</sup>**  
**E. Misko<sup>1</sup>**

## To analysis of constructions of wheel vehicles for urban passengers

<sup>1</sup>National Transport University

<sup>2</sup>Vinnitsa National Technical University

*The article discusses the development of public transport as an important means of safe population mobility, especially in urban areas suffering from increasing traffic congestion. Bus or Transport Rapid Bus (BRT) or metrobus - this is the name of a sophisticated bus system. The BRT project envisages the movement of buses on dedicated and often fenced lanes. The main advantage of a metro is its complete isolation on the road from other modes of transport. Three-lane buses and trolleybuses can be used to increase passenger capacity in the BRT system.*

*Along with the undeniable advantages of three-section articulated buses and trolleybuses, they also have disadvantages - worse maneuverability and stability of movement compared to two-section ones. In addition, the efficiency of such machines is closely linked to the passenger traffic, which may vary several times during the day. Therefore, it may be promising for trains to be made up of two (or three) buses or trolleybuses, which operate in a hitch, whose passenger capacity is similar to articulated buses and trolleybuses. During the peak hours, a bus train operates, and in the inter-peak period - each bus separately (parking of one bus on a dedicated site is possible).*

*A comparison of these two bus trains - three-link articulated and three-link trailed according to maneuverability. The comparison is based on the differential equations of motion of these trains. The integration of motion equations is based on the original data, obtained both by the technical characteristics of the buses and by calculating the torque resistance, inertia, resistance coefficients, etc.*

*The original equation system was solved using Maple software. The coordinates of the center of mass of the bus, which determined the overall lane (GSR) of the bus, were obtained. The analysis of the obtained data showed that the three-link trailer trains with guided axles of trailers meet the requirements of normative documents on maneuverability. The GSR of such a high-speed train is 7,193 m. For a semi-trailer high-speed train, a high-speed train with two unmanaged trailer links of the GSR is 7.39 m, which is somewhat more permissible. In this case, both controlled and unmanaged high-speed trains have insufficient turn, which can serve as a guarantee of stability.*

**Key words:** metro, bus, trailer, semi-trailer, equation of motion, high-speed trains, maneuverability, overall lane, comparison.

**Sakhno Volodymyr** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department “Automobile”, e-mail: [svp\\_40@ukr.net](mailto:svp_40@ukr.net).

**Bilichenko Viktor** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department “Automobile and transport management”, e-mail: [bilichenko.v@gmail.com](mailto:bilichenko.v@gmail.com).

**Poliakov Viktor** – Ph. D. (Eng), Assistant of professor, Professor of the Department “Automobile”, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net).

**Bosenko Volodymyr** – Assistant of the Department “Automobile”, e-mail: [bosia4ok@ukr.net](mailto:bosia4ok@ukr.net).

**Misko Evgenie** – Post-Graduate of the Department “Automobile”, e-mail: [dreadfull87@gmail.com](mailto:dreadfull87@gmail.com).

**В. П. Сахно**<sup>1</sup>  
**В. В. Биличенко**<sup>2</sup>  
**В. М. Поляков**<sup>1</sup>  
**В. М. Босенко**<sup>1</sup>  
**Е. М. Мисько**<sup>1</sup>

## **К анализу конструкций колесных транспортных средств для городских перевозок пассажиров**

<sup>1</sup>Национальный транспортный университет

<sup>2</sup>Винницкий национальный технический университет

*В статье рассмотрены вопросы развития системы общественного транспорта как важного средства безопасного повышения мобильности населения, особенно в городских районах, страдающих от растущих транспортных заторов. Метробус или "Скоростной автобусный транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) – такое название носит сложная система автобусного движения. Проект BRT предполагает движение автобусов по специально выделенным и часто огороженным полосам. Главным преимуществом метробуса является его полная изолированность на дороге от других видов транспорта. Для повышения пассажироемкости в системе BRT могут использоваться трехзвенные автобусы и троллейбусы.*

*Наряду с несомненными преимуществами трехсекционных сочлененных автобусов и троллейбусов им присущи и недостатки - хуже маневренность и устойчивость движения по сравнению с двухсекционными. Кроме того, эффективность эксплуатации таких машин тесно связана с пассажиропотоком, который в течение дня может меняться в разы. Поэтому перспективным может стать автопоезд в составе двух (или трех) автобусов или троллейбусов, работающих в сцепке, пассажироемкость которых аналогична сочлененным автобусам и троллейбусам. В часы пик работает автобусный поезд, а в межпиковый период – каждый автобус отдельно (возможна стоянка одного автобуса на выделенной площадке).*

*Проведено сравнение этих двух автобусных поездов – трехзвенного сочлененного и трехзвенного прицепного по показателям маневренности. Сравнение выполнено на основе дифференциальных уравнений движения этих автопоездов. Интегрирование уравнений движения выполнено на основе исходных данных, полученных как по технической характеристике автобусов, так и путем расчета моментов сопротивления повороту, инерции, коэффициентов сопротивления увода и тому подобное.*

*Решение исходной системы уравнений осуществлено с использованием программного обеспечения Maple. При этом получены координаты центра масс автобуса, по которым определена габаритная полоса движения (ГСП) метробуса. Анализ полученных данных показал, что трехзвенный прицепной автопоезд с управляемыми осями прицепов обеспечивает требования нормативных документов по маневренности. ГСП такого автопоезда составляет 7,193 м. Для полуприцепного автопоезда с двумя неуправляемыми прицепными звеньями ГСП составляет 7,39 м, что несколько больше допустимой. При этом как управляемый, так и неуправляемый автопоезд имеет недостаточную поворачиваемость, что может служить залогом устойчивости движения.*

**Сахно Владимир Прохорович** – доктор технических наук профессор, заведующий кафедрой автомобилей, e-mail: [svp\\_40@ukr.net](mailto:svp_40@ukr.net).

**Биличенко Виктор Викторович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобилей и транспортного менеджмента, e-mail: [bilichenko.v@gmail.com](mailto:bilichenko.v@gmail.com).

**Поляков Виктор Михайлович** – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры автомобилей, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net).

**Босенко Владимир Николаевич** – ассистент кафедры автомобилей, e-mail: [bosia4ok@ukr.net](mailto:bosia4ok@ukr.net).

**Мисько Евгений Михайлович** – аспирант кафедры автомобилей, e-mail: [dreadfull87@gmail.com](mailto:dreadfull87@gmail.com).