

Сахно В.П.¹, Маяк М.М.², Мурований І.С.², Котенко А.С.²¹Національний транспортний університет, м. Київ, Україна,²Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАНЕВРЕНОСТІ ШАРНІРНО-З'ЄДНАНИХ АВТОБУСІВ ІЗ САМОУСТАНОВЛЮВАЛЬНОЮ ВІССЮ ПРИЧЕПА

Автобуси відіграють важливу роль у державній транспортній системі та транспортних послугах у всьому світі. Це найпоширеніший спосіб перевезення людей на короткі та середні відстані у містах, а також у більшості сільських районів. Для задоволення потреб населення у перевезеннях у великих містах частка автобусів особливо великого класу повинна складати не менше 30%. Для таких автобусів основними параметрами призначення є пасажиромісткість, швидкість обміну пасажирами, динаміка розганяння, максимальна швидкість, стійкість, керованість та маневреність. Враховуючи те, що шарнірно-з'єднаний автобус (ШЗА) є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості їх експлуатації у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності і стійкості руху. Для визначення показників маневреності була використана доопрацьована математична модель плоскопаралельного руху ШЗА із самоустановлювальними і керованими колесами причіпної ланки.

За доопрацьованою математичною моделлю плоскопаралельного руху шарнірно-з'єданого автобуса встановлено, що ШЗА загальною довжиною 18,75 м з некерованою віссю причепа не задовольняє вимогам нормативних документів щодо маневреності ($B_r=7,349$ м > $[B_r=7,2$ м]). Разом з тим, ШЗА із самоустановлювальною віссю причепа задовольняє вимогам щодо маневреності тільки за довжини автопоїзда до 20,0 м. При збільшенні довжини ШЗА до 22,0 м, дозволеної в Україні, необхідно використовувати керовані причіпні ланки. Так, за прямого приводу управління на колеса причепа ШЗА задовольняє вимогам щодо маневреності. Такі автобуси можуть бути конкурентоспроможними у порівнянні з триланковими шарнірно-з'єднаними автобусами.

Ключові слова: шарнірно-з'єднаний автобус, причіп, маневреність, радіус повороту, габаритна смуга руху, самоустановлювальна вісь, керована вісь.

ВСТУП

Автобуси відіграють важливу роль у державній транспортній системі та транспортних послугах у всьому світі. Це найпоширеніший спосіб перевезення людей на короткі та середні відстані у містах, а також у більшості сільських районів. Автобуси часто є єдиним способом зручного переміщення людей на великі відстані для населення світу. Завдяки екологічним та економічним вигодам автобуси становлять 55% громадського транспорту в Європі, понад 45% всього пасажирського транспорту в Туреччині та 751 млн пасажирських поїздок щороку в США. На відстані від 500 до 1000 км, автобуси мають найнижчу вартість на пасажиря будь-якого виду транспорту [1]. Згідно з рекомендованими (на основі національних досліджень) нормами співвідношення між автобусами різних класів, які використовуються у великих містах, три чверті всього автобусного парку міста з населенням понад 1 млн жителів мають бути автобуси великого (тривісні 15 метрів, 45%) та особливо великого класу – шарнірно-зчленовані 30% [2]. Для таких автобусів основними параметрами призначення є пасажиромісткість, швидкість обміну пасажирами, динаміка розганяння, максимальна швидкість, стійкість, керованість, а для особливо великих міст, крім того, маневреність, зокрема необхідністю виконання вимог Приписів ЄЕК ООН №36 п.п.5.9.1. «... коли в русі на повороті праворуч, як ліворуч, автобус повинен бути повністю розміщений на крайній точці кузова або бампера в радіусі кола 12,5 м»; і 5.9.2. «... при русі на повороті праворуч, як і ліворуч, коли найбільш виступають точки тіла або бампер описують коло радіусом 12,5 м, автобус слід розташувати в коридорі 7,2 м» (Правила ISO ООН ECE R 36-03:2002). Виконання нормованих показників маневреності автобусів особливо великого класу може бути досягнуто за рахунок раціональної компоновальної схеми автобуса, а також застосуванням самоустановлювальних або керованих коліс причепа. Тому дослідження маневреності автобусів особливо великого класу є актуальним на сьогодні.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Маневреність і стійкість руху належить до властивостей автотранспортних засобів (АТЗ), що не мають строгої визначеності в термінології, вимогах, показниках і методах оцінки. На практиці використовують експериментальні характеристики, що визначають маневреність і стійкість АТЗ при русі, а в теорії – прямі і непрямі показники і їхні залежності, серед яких радіуси повороту, габаритна смуга руху, критична швидкість руху і бічні прискорення, що діють у центрі мас окремих ланок [3]. У даний час задача визначення параметрів маневреності і стійкості вантажних автопоїздів з некерованими причіпними ланками є достатньо вивченою. Так, у роботах [2,3] 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 роботах [4,5] показано, що шарнірно зчленовані транспортні засоби демонструють нестабільні режими руху на високих швидкостях, включаючи складання, поперечні коливання причепа та перекидання. Ці нестабільні режими руху можуть призвести до смертельних випадків. З іншого боку, такі транспортні засоби мають незадовільну маневреність на низьких швидкостях. З усіх суперечливих критеріїв при проектуванні шарнірно-зчленованих машин необхідно знаходити компромісне рішення між маневреністю на низьких швидкостях і бічною стійкістю на високих швидкостях. Це є найважливішим і фундаментальним. Вирішення цієї проблеми базується на розробленому методі паралельної оптимізації конструкції шарнірно-з'єднаних автобусів (ШЗА), який застосовується до проектування автопоїздів з інтегрованими системами активної безпеки, які включають управління активним кермовим управлінням причепа, управління антиперекиданням, керування диференціальним гальмуванням та різні комбінації цих трьох стратегій управління. Конструктивні схеми транспортних засобів перевіряються за допомогою моделей програмного пакету TruckSim. Для моделювання випробувальних маневрів із замкнутим контуром розробляється модель водія, яка використовується для керування віртуальним транспортним засобом по заданому шляху. Розроблений метод ефективний для визначення бажаних параметрів конструкції транспортних засобів на ранніх етапах їх проектування із активними системами безпеки.

У роботі [3] запропонована уніфікована модель, що включає динаміку рискання і крену для будь-якої конфігурації шарнірно-з'єднаної машини з використанням реконфігурованого підходу. При цьому розглядаються усі можливі існуючі конфігурації автобусів, включаючи конфігурацію шарніру з'єднання ланок, конфігурацію трансмісії та конфігурацію активного управління шасі. Хоча фокус цієї статті — автобуси, запропонований підхід фактично охоплює будь-які багатовісні транспортні засоби, такі як багатовісні вантажівки, тягачі з причепами тощо. На основі моделі можуть бути ефективно вирішені проблеми управління, що пов'язані з відстеженням траєкторії ланок автопоїзда, забезпечення стійкості руху, контроль ковзання, запобігання перекиданню та відстеження траєкторії руху при автономному водінні.

У роботі [6] показано, що взаємозв'язки між осями і між ланками транспортних засобів з декількома причепами можуть породити специфічну коливальну поведінку причепів під час маневрів транспортних засобів. Ці коливання є прямим наслідком властивості кінематики транспортного засобу, пов'язаною із конструкцією тягово-зчіпного пристрою. На прикладі однієї пари ланок транспортних засобів визнаються закономірності її повороту, які надалі поширюються на автопоїзд з довільною кількістю причепів. Чисельні результати, отримані для кінематики трьох причепів, підтверджують теоретичні міркування, що дають певний кількісний погляд на проблему. Тому типові кінематичні моделі багатоланкових автопоїздів будуть корисними при вирішенні таких завдань, як: формальний аналіз кінематичних властивостей, швидке планування номінальних маневрів, прогноз режимів руху тощо [7-10].

Враховуючи те, що автопоїзд, у тому числі шарнірно-з'єднаний автобус, як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості їх експлуатації у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності і стійкості руху.

Розробка компактних і простих у використанні математичних моделей зчленованих транспортних засобів для планування, управління та локалізації руху стає все більш і більш важливою в епоху інтелектуальних транспортних систем, особливо коли існує потреба в надійних прогнозах руху для багатоланкових транспортних засобів різної кінематичної конструкції. У роботі [11] запропоновано модульний алгоритмічний підхід до кінематичного моделювання неголономних (багатоелементних) зчленованих автобусів, у тому числі і вантажних транспортних засобів з п-причепами (як окремий випадок), що складається з тягового автомобіля, пасивно з'єданого з довільною кількістю керованих і некерованих причепів та з різним розташуванням керованих осей в кінематичному ланцюгу. Кінематичні моделі дійсні за умови чистого кочення всіх коліс транспортного засобу (без ковзання/ковзання), що практично виправдано для умов маневрування на низькій швидкості. У роботі [10] представлено концепцію та аналіз стабільності системи управління зворотним зв'язком для відстеження траєкторії автопоїзда з довільною кількістю причепів, шарнірно з'єднаних між собою. Завдяки застосуванню каскадно-подібної структури управління, рішення що розглядається, є модульним і дуже масштабованим щодо кількості причепів. Формальний аналіз

замкнутої системи забезпечує достатні умови для асимптотичного відстеження сукупності так званих еталонних траєкторій як з постійною, так і змінною у часі кривизною траєкторії. Розглянутий у статті каскадний закон контролю траєкторії вирішує проблему відстеження кінематики багатоланкового автопоїзда.

Криволінійний рух автопоїзда характеризується такими режимними параметрами, як швидкість руху, радіус повороту і кути повороту керованих коліс, які в процесі експлуатації автопоїзда не залишаються постійними. Тому для оцінки маневреності АТЗ використовують як кінематичні, так і динамічні показники.

Динамічні показники забезпечуються системою «двигун-трансмсія» тягового автомобіля або автомобіля-тягача.

Кінематичні показники повинні забезпечити [12]:

- габаритну смугу руху (ГСР), рівну різниці зовнішнього і внутрішнього габаритних радіусів повороту. Зважаючи на те, що габаритні радіуси повороту нормовані ($R_{зг}=12,5$ м, $R_{вг}=5,3$ м), нормованою буде і габаритна смуга руху ($B_r=7,2$ м);
- можливість рухатися заднім ходом.

Найменш вивченим на-сьогодні є питання можливості руху автопоїзда заднім ходом, яка для багатоланкових автопоїздів теоретично майже не розглядалася. Проте для шарнірно-з'єднаних автобусів, що працюють на виділених маршрутах питання руху заднім ходом не є актуальним.

Характеристики маневреності і стійкості руху АТЗ, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів його модулів і систем їх управління [12]. В загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору маневреності і стійкості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями маневреності і стійкості його руху [11,13,14]. 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. Для маневреності – це рівняння у плоскопаралельному русі, зважаючи на невеликі швидкості, для стійкості – просторовому русі. Так, у роботі [15] складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для визначення показників маневреності і стійкості руху дволанкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками, проте використання цих рівнянь для визначення показників маневреності шарнірно-з'єднаних автобусів може призвести до суттєвої похибки.

МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є порівняльна оцінка маневреності ШЗА з керованими і некерованими причіпними ланками. Для досягнення мети роботи необхідно вирішити наступні завдання:

- уточнити математичну модель [15] для визначення показників маневреності шарнірно-з'єднаних автобусів;
- визначити вихідні дані для інтегрування рівнянь руху ШЗА;
- проінтегрувати рівняння руху ШЗА з некерованою і самоустановлювальною віссю причепа;
- визначити показники маневреності ШЗА з некерованою і самоустановлювальною віссю причепа;
- розробити рекомендації щодо поліпшення маневреності ШЗА.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У роботі [15] розроблена математична модель для визначення показників маневреності і стійкості руху дволанкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками, яка після доопрацювання записано у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & (m + m_2)\dot{V} - [m_2 d_1 \sin \phi \dot{\omega} + m_2 l_1 \sin \phi \ddot{\phi} + m a \dot{U} + m_2 \omega (U + a c) + m_2 l_1 \times \omega_1^2 \cos \phi = \\
 & Y_1 \sin \theta_1 - X_1 \cos \theta_1 + Y_1' \sin \theta_1' - X_1' \cos \theta_1' - (X_{12} + X_{12}') + [(Y_2 + Y_2') \sin \phi - (X_2 + X_2') \cos \phi]; \\
 & (m + m_2)\dot{U} - [(m_2 + m_2 d_1 \cos \phi) \dot{\omega} + m_2 l_1 \times \cos \phi \ddot{\phi} + (m + m_2) a \dot{V} - m_2 d_1 \omega_1^2 \sin \phi = \\
 & = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1' + (Y_{12} + Y_{12}') + (Y_2 + Y_2') \cos \phi - (X_2 + X_2') \sin \phi; \\
 & - c m_2 \dot{U} + (l + c^2 m_2) \dot{\omega} + c m_2 d_1 \cos \phi \ddot{\phi} - c m_2 a \dot{V} + c m_2 d_1 \omega_1^2 \sin \phi = \\
 & = (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1) (\varepsilon \sin \theta_1 + a) + (Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1' (a + \varepsilon \sin \theta_1') + (Y_1 \sin \theta_1 + X_1 \cos \theta_1) \times \\
 & \times (H + \varepsilon \cos \theta_1) - (Y_1' \sin \theta_1' + X_1' \cos \theta_1') (H + \varepsilon \cos \theta_1') - (Y_{12} + Y_{12}') b - c [(Y_2 + Y_2') \cos \phi - (X_2 + X_2') \sin \phi];
 \end{aligned}$$

$$m_2 d_1 \sin \phi \dot{\phi} + m_2 d_1 \cos \phi \dot{U} - [I_1 \dot{\omega} + (I_2 + m_2 d_1^2) \ddot{\phi}] + [V \cos \phi - (U - \omega c) \sin \phi] m_2 d_1 = (1)$$

$$= I_1 [(X_2 + X_2') \sin \phi + (Y_2 + Y_2') \cos \phi] + M_1.$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

$m, I; m_2, I_2$ – маса і центральний момент інерції автобуса і причепа відносно вертикальної осі;

θ_1, θ_1' – кут повороту правого і лівого керованих коліс автобуса;

ϕ – кут складання між автобусом і причепом;

V, U, ω – поздовжня, бокова і кутова швидкості автобуса;

M_1 – момент опору повороту причепа;

$Y_1, X_1, Y_1', X_1', X_{12}, X_{12}', Y_2, Y_2', X_2, X_2'$ – поздовжні та бокові реакції полотна дороги на колеса передньої осі (1), задньої осі (12) автобуса, осі причепа (2) для лівого і правого борту;

a – відстань від центру мас автобуса до його передньої осі;

b – відстань від центру мас автобуса до його задньої осі;

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

d_1 – відстань від центру причепа до точки зчипки з автобусом;

l_1 – відстань від центру причепа до його осі;

H – половина колії керованих коліс автобуса;

ε – довжина цапфи керованих коліс автобуса.

Система рівнянь (1), що описує плоскопаралельний рух автопоїзда, суттєво нелінійна і її інтегрування навіть із залученням сучасної обчислювальної техніки викликає певні труднощі. Тому на першому етапі спростимо ці рівняння і приймемо, що ШЗА рухається рівномірно ($\dot{v} = \text{const}$), кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля однакові ($\theta_i = \theta_i'$) і поздовжніми силами на осях ШЗА можна знехтувати $X_i = 0$, ($i = 1, 2, 3$). Визначення траєкторій центрів мас ланок автопоїзда на криволінійних ділянках шляху можливо лише безпосереднім чисельним інтегруванням нелінійної системи диференціальних рівнянь [16].

Знайдемо рішення системи (1), вважаючи що $\theta = \text{const}$ та $v = \text{const}$, причому їх величинами не можна знехтувати. За цієї умови система рівнянь руху автопоїзда (1) прийме вигляд:

$$(m + m_1)\omega v + m_1 \omega^2 c \sin \phi = Y_1 \cos \theta + Y_{12} + Y_2 \cos \phi;$$

$$-vm_1 c + m_1 \omega^2 c d_1 \sin \phi = aY_1 \cos \theta - bY_{12} - Y_2 d_1 \cos \phi;$$

$$vm_2 \omega d_1 \cos \phi - um_2 \omega d \sin \phi + m_2 \omega^2 d_1 \sin \phi = Y_2 d_1, \quad (2)$$

Вирази для подовжньої та бічної швидкості центра мас причепа запишуться у вигляді:

$$v_1 = v \cos \phi - (u - \omega c) \sin \phi, \quad u_1 = v \sin \phi + (u - \omega c) \cos \phi + \omega c_1. \quad (3)$$

Кутова швидкість причепа буде дорівнювати кутовій швидкості автобуса:

$$\omega_1 = \omega = \text{const}. \quad (4)$$

Вирази для визначення кутів відведення запишемо у вигляді:

$$\delta_1 = \theta_1 - \frac{u + \omega a}{v}, \quad \delta_2 = \frac{-u + \omega b}{v}, \quad \delta_3 = \frac{-u_1 + \omega c_1}{v_1}. \quad (5)$$

Бічні реакції на осях автопоїзда визначимо як:

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + \chi_i^2 \delta_i^2}}, \quad \chi_i = \frac{k_i}{\phi Z_i} \quad (i=1,2,3) \quad (6)$$

Сталим значенням u, ω, ϕ відповідає круговий рух усіх точок автопоїзда [16]. Кінематичні рівняння для визначення декартових координат характерних точок автопоїзда представимо у такий спосіб:

$$\dot{x} = v \cos(\omega t + \mathcal{G}) - u \sin(\omega t + \mathcal{G}), \quad \dot{y} = v \sin(\omega t + \mathcal{G}) + u \cos(\omega t + \mathcal{G}), \quad (7)$$

де $\mathcal{G}$ – початковий курсовий кут для автобуса, ($\mathcal{G}_1 = \mathcal{G} - \phi$) – для причепа.

Визначимо положення миттєвого центру повороту і радіус характерних точок автопоїзда. Із рівняння (7) знайдемо:

$$x = \frac{v}{\omega} \sin(\omega t + \vartheta) + \frac{u}{\omega} \cos(\omega t + \vartheta) + C_1, \quad y = \frac{v}{\omega} \cos(\omega t + \vartheta) + \frac{u}{\omega} \sin(\omega t + \vartheta) + C_2, \quad (8)$$

де C_1, C_2 постійні інтегрування.

Представимо рівняння (8) у виді:

$$x = r \cos(\omega t + \vartheta + \vartheta_1) + C_1, \quad y = r \sin(\omega t + \vartheta + \vartheta_1) + C_2. \quad (9)$$

Враховуючи, що:

$$r = \frac{\sqrt{v^2 + u^2}}{\omega}, \quad \vartheta = \arctg \frac{v}{u}, \quad (10)$$

Отримаємо:

$$(x - C_1)^2 + (y - C_2)^2 = r^2, \quad (11)$$

де радіус кола r визначається виразом (10).

Декартові координати центра цього кола визначаються як:

$$C_1 = x_0 - r \cos(\vartheta + \vartheta_1); \quad C_2 = y_0 - r \sin(\vartheta + \vartheta_1); \quad (12)$$

У такий спосіб можна одержати рівняння для всіх точок автопоїзда.

Максимальний габаритний радіус повороту:

$$R_{\text{max}} = \sqrt{(r + B_r / 2)^2 + (c' + r \tan(\theta - \delta_1))^2}, \quad (13)$$

де B_r – габаритна ширина автобуса, м;

c' – передній звис автобуса, м.

Мінімальний габаритний радіус повороту автопоїзда:

$$R_{\text{min}} = R_2 - \frac{B_{\text{II}}}{2}, \quad (14)$$

де R_2 – радіус повороту точки причепа, швидкість якої направлена уздовж його поздовжньої осі, м;

B_{II} – габаритна ширина причепа, м.

Габаритна смуга руху ШЗА:

$$B_z = R_{\text{max}} - R_{\text{min}}. \quad (15)$$

Слід зазначити, що отримати аналітичні вирази для u , ω , ϕ не представляється можливим.

Вирішити ці рівняння можливо лише чисельно, наприклад, у середовищі програми *Maple*.

Інтегрування системи рівнянь (2) виконаємо для автобуса Urbino 18 [17], коротка технічна характеристика якого наведена у табл. 1, а загальний вигляд ШЗА на рис. 1.

Таблиця 1 – Коротка технічна характеристика автобуса Urbino 18

Автобус	Urbino 18 MetroStyle
Параметри	
Довжина, L, мм	18750
База автобуса, мм	5800
Координати центру мас автобуса: -відстань від центру мас до передньої осі, мм (a) -відстань від центру мас до задньої осі, мм (a) -висота центру мас, мм (h_{ga})	4100 1700 1050
База причепа, мм	5500
Координати центру мас причепа: -відстань від центру мас до точки зчипки з автобусом, мм (d) -відстань від центру мас до осі, мм (a) -висота центру мас, мм (h_{en})	4470 2189 980
Ширина, B, мм	2550
Колія, мм: -передніх коліс -задніх коліс -коліс причепа	2175 1900 2175
Висота, H, мм	3150

Пасажиро-місткість, людей	210
Загальна маса, кг	30000
Розподіл повної маси по осям автобуса, кг:	
-передня вісь	8500
-задня вісь	11500
-вісь причепа	10000
Шини	275/70 R 22,5

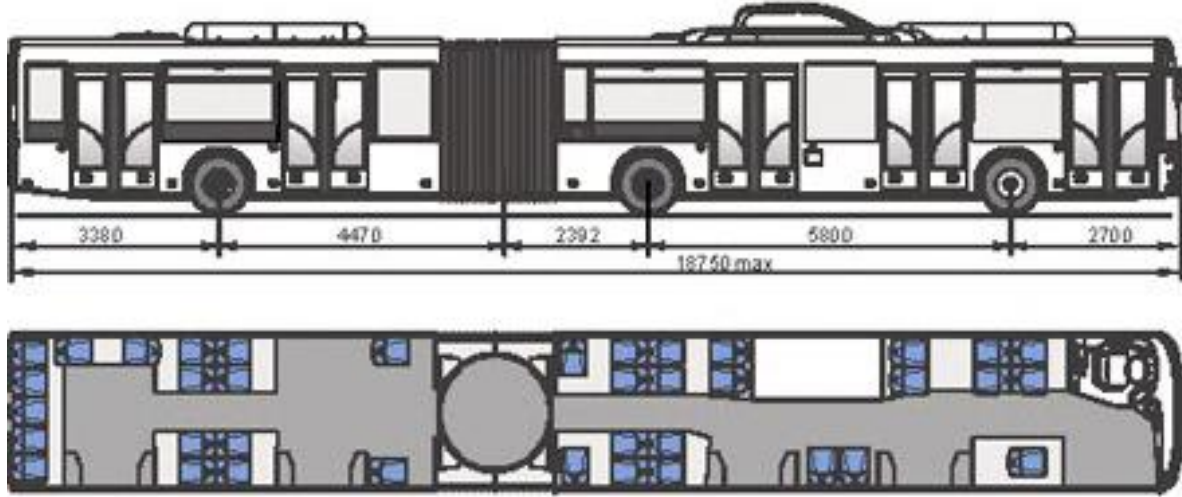


Рисунок 1 – Загальний вигляд шарнірно-зчленованого автобуса

При інтегруванні системи рівнянь (2) будемо вважати, що нормальні реакції опорної поверхні на колеса (осі) ШЗА залишаються незмінними у поздовжній площині.

Моменти інерції ланок автопоїзда визначимо у відповідності до методики, запропонованої у роботі [18].

В основу даної методики покладені два припущення: по-перше, момент інерції автомобіля залежить від закону розподілу його маси у межах колії, бази і висоти; по-друге, щільність розподілу моменту інерції підпорядковується нормальному закону розподілу.

Найбільш вірогідні значення радіуса інерції відносно:

- вертикальної осі:

$$\rho_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}ab},$$

- повздовжньої осі:

$$\rho_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h)h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h)h},$$

- поперечної осі:

$$\rho_y = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{1}{3}(H-h)h \pm \frac{1}{6}ab}, \quad (16)$$

За обраних компоновальних параметрів ШЗА радіуси інерції склали:

$$\begin{aligned} \rho_z &= 2,451 \text{ м}^2, & \rho_{z2} &= 1,573 \text{ м}^2, \\ \rho_x &= 1,421 \text{ м}^2, & \rho_{x2} &= 1,142 \text{ м}^2, \\ \rho_y &= 2,489 \text{ м}^2, & \rho_{y2} &= 2,124 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Момент інерції кожної з ланок автопоїзда визначиться за відомою формулою $I_i = m_i \rho_i^2$.

Тоді:

$$\begin{aligned} I_z &= 49020 \text{ кг} \times \text{м}^2, & I_{z2} &= 15730 \text{ кг} \times \text{м}^2, \\ I_x &= 28420 \text{ кг} \times \text{м}^2, & I_{x2} &= 11420 \text{ кг} \times \text{м}^2, \\ I_y &= 49780 \text{ кг} \times \text{м}^2, & I_{y2} &= 21240 \text{ кг} \times \text{м}^2. \end{aligned}$$

Для інтегрування системи рівнянь (2) до масових і компоновальних параметрів ШЗА додамо параметри, що визначають бічні сили на осях ШЗА, а саме коефіцієнти опору бічному відведенню і коефіцієнт зчеплення. Для коліс з шинами 275/70 R 22,5 коефіцієнт опору бічному відведенню складає:

- для передньої осі автобуса $k_1=160000$ Н/град;
- для задньої осі автобуса $k_2=252000$ Н/град;
- для осі причепа $k_3=165000$ Н/град.

Коефіцієнт зчеплення для усіх коліс приймаємо $\varphi=0,8$.

Початковими умовами інтегрування приймемо:

- кут повороту керованих коліс автобуса $\theta=\theta_0+k_\theta\times\theta_0$,

де θ_0 – початковий кут повороту керованих коліс автобуса, $\theta_0=0,1$ рад;

k_θ – коефіцієнт, що враховує зміну початково значення кута повороту керованих коліс автобуса, $k_\theta=0; 1; 2\dots7$;

- швидкість руху автобусного поїзда, $v=5$ м/с.

У результаті інтегрування рівнянь руху ШЗА отримані значення кутової і бічної швидкості центру мас автобуса, а також його радіус повороту. Нижче, у якості прикладу, наведені результати розрахунку названих параметрів для ШЗА з некерованою і самоустановлювальною віссю причепа за швидкості $v=5$ м/с і кута повороту керованих коліс автобуса $\theta=0,6$.

$v=5;\theta=0,6$ { $u = -5.752830037$, $\theta = .6307735814$, $\omega = .6508509666$ };

$eigv := -1.133853950-12.11522985*I, -1.133853950+12.11522985*I, -.3806388315-1.299168602*I, -.3806388315+1.299168602*I$; (USTOJCH.).

$R=10.36450050$

$v=5;\theta=0,6$; (3-axes, 3-ja samoustanav.): { $\theta = .4331926751$, $\omega = .4626343881$, $u = -1.050027716$ };

$eigv := -20.36562839, -1.086527265-12.21346008*I, -1.086527265+12.21346008*I, -.2947570752; -.4626343881$; (USTOJCH.).

$R=9.10766915$.

Аналогічні розрахунки були виконані для усього діапазону кута повороту керованих коліс автобуса. На рис. 3 наведені результати розрахунку параметрів руху автопоїзда, зокрема радіус повороту автобуса за некерованою осі причепа, а також із самоустановлювальною віссю причепа.

Результатами розрахунку радіуса повороту автобуса були покладені у визначення максимального і мінімального радіусів повороту, а також габаритної смуги руху за виразами (13-15).

У результаті розрахунків встановлено, що для ШЗА з некерованою віссю причепа мінімальний зовнішній радіус повороту складає $R_{зг}=12,783$ м за кута повороту керованих коліс автобуса $\theta=0,8$ рад і внутрішнього габаритного радіусу повороту $R_{вг}=5,434$ м. При цьому габаритна смуга руху автобуса склала $B_r=7,349$ м, що виходить за межі допустимої [$B_r=7,2$ м].

Разом з тим, для ШЗА із самоустановлювальною віссю причепа мінімальний зовнішній радіус повороту складає $R_{зг}=12,196$ м за кута повороту керованих коліс автобуса $\theta=0,6$ рад і внутрішнього габаритного радіусу повороту $R_{вг}=5,532$ м. При цьому габаритна смуга руху автобуса склала $B_r=6,664$ м, що значно краще у порівнянні із ШЗА з некерованою віссю причепа. Використання самоустановлювальної осі причепа може забезпечити необхідні показники маневреності ШЗА значно більшої габаритної довжини.

У подальшому було прийнято збільшувати довжину ШЗА з кроком 0,5 м і визначати показники маневреності, рис.4.

Аналіз даних, рис. 4, показує, що навіть із застосуванням самоустановлювальних коліс осі причепа вимоги нормативних документів щодо маневреності тільки автобус загальною довжиною до 20,0 м забезпечує. Якщо ж орієнтуватися на загальну довжину автопоїзда на рівні 22,0 м, то ШЗА повинен мати не самоустановлювальні, а керовані колеса осі причепа.

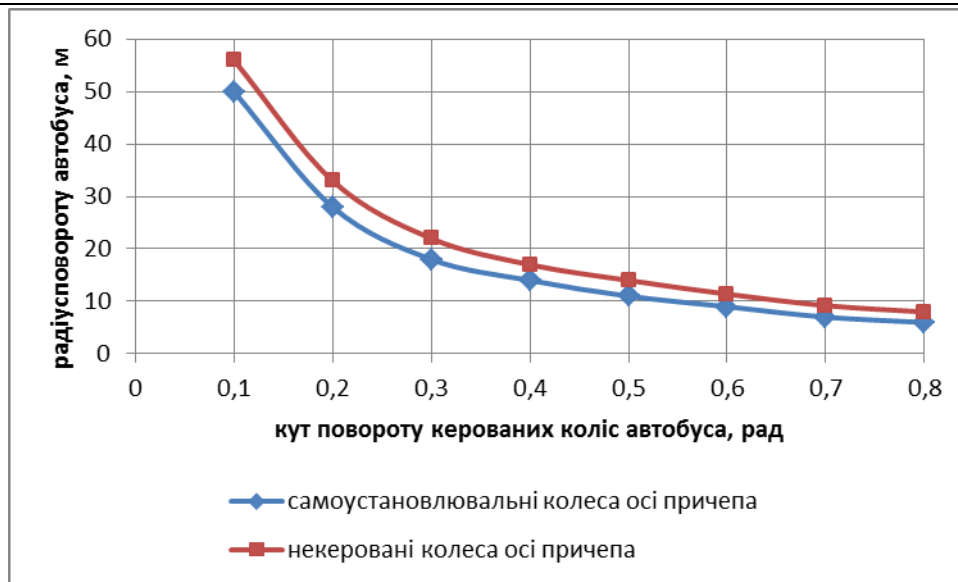


Рисунок 3 - Зміна радіусу повороту автобуса із некерованою і самоустановлювальною віссю причепа від кута повороту керованих коліс автобуса

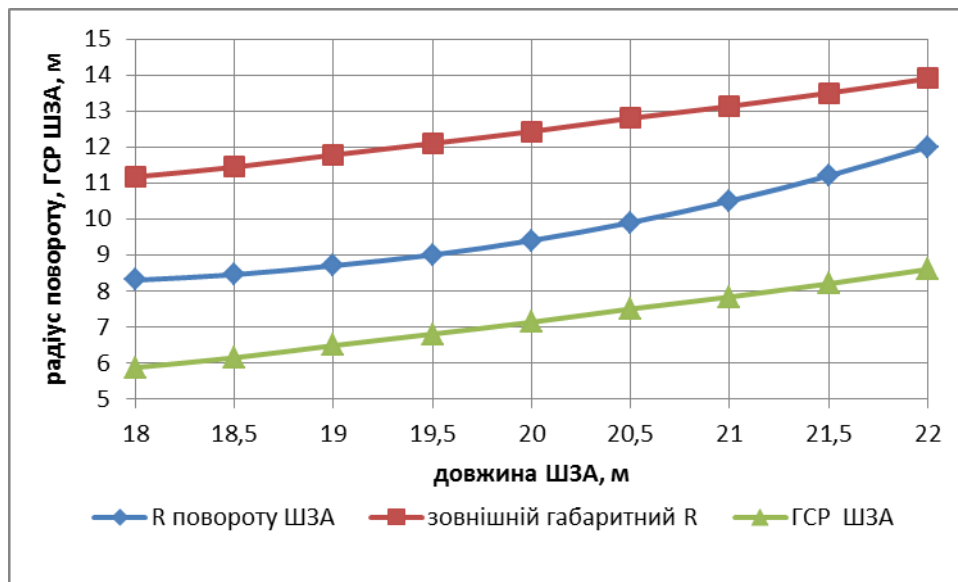


Рисунок 4 – Зміна радіусу повороту, зовнішнього габаритного радіусу і ГСР в залежності від довжини ШЗА

На сучасних автопоїздах широке застосування знайшов прямий привід управління колесами причіпних секцій, коли кут повороту їх керованих коліс визначається у прямій залежності від кута складання φ . Так, для автопоїздів збільшеної габаритної довжини пропонується передаточне відношення приводу управління в межах $U_{np}=0,3....0,6$ [12], тобто кут повороту керованих коліс причепа θ_1 визначиться як:

$$\theta_1 = U_{np} \times \varphi \quad (17)$$

У подальшому з урахуванням передаточного відношення приводу управління колесами причепа на рівні $U_{np}=0,5$ було проведено інтегрування вихідної системи рівнянь для автобуса загальною довжиною 22,0 м за кута повороту керованих коліс автобуса $\theta=0,7$ рад і кута повороту коліс причепа $\theta=0,5$ рад за тих же вихідних даних, що і у попередньому розділі. У результаті отримано:

$v:=5; \theta:=0.6; \theta_1:=0.5; \{\omega = .6562531317, \theta = .7265821447, \theta_1:=0.5607654321, \phi = .9910522993, u = -5.903649601\}; R = 7.6190476190.$

$v:=5; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.0; \{\omega = .8090822768, u = -.4236205866, \theta = .5071854856, \phi = .9894835946\};$

$v:=5; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.05; \{\omega = .7777840991, \phi = .8924443799, \theta = .5071395355, u = -.3105413162\};$

$v:=5; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.1; \{u = -.2112566819, \theta = .5072216418, \phi = .7935569179, \omega = .7487882068\};$

$v:=5; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.15; \{\omega = .7215368323, \phi = .6932104155, u = -.1227736547, \theta = .5074086434$

$v:=5; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.2; \{\omega = .6955604842, u = -.4276641354e-1, \theta = .5076843627, \phi = .5916011883\};$

$v:=10; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.0; \{u = -5.507412945, \theta = .5264672869, \phi = .1738218039, \omega = .6517770133$

$v:=10; \theta_0:=0.5; \theta_1:=0.1; \{\omega = .6562531317, \theta = .5265821447, \phi = .6110522993e-1, u = -5.903649601\}$

За внутрішнього габаритного радіусу повороту ШЗА на рівні $R_{вг}=5,3$ м зовнішній габаритний $R_{зг}=12,394$ габаритна смуга руху склала $B_r=7,094$ м, тобто такий автобус уже задовольняє вимогам нормативних документів щодо маневреності.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для задоволення потреб населення у перевезеннях у великих містах частка автобусів особливо великого класу повинна складати не менше 30%. Для таких автобусів основними параметрами призначення є пасажиромісткість, швидкість обміну пасажирами, динаміка розганяння, максимальна швидкість, стійкість, керованість та маневреність. Враховуючи те, що шарнірно-з'єднаний автобус є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості їх експлуатації у числі перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень маневреності і стійкості руху. 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. Для маневреності – це рівняння у плоскопаралельному русі, зважаючи на невеликі швидкості, для стійкості – просторовому русі.

У відомих на сьогодні роботах складені диференціальні рівняння плоскопаралельного руху для визначення показників маневреності і стійкості руху дволанкових автопоїздів з некерованими причіпними ланками, проте використання цих рівнянь для визначення показників маневреності шарнірно-з'єднаних автобусів з керованими причіпними ланками може призвести до суттєвої похибки. У зв'язку з цим у даному дослідженні була використана доопрацьована математична модель плоскопаралельного руху ШЗА із самоустановлювальними і керованими колесами причіпної ланки.

У результаті інтегрування рівнянь руху ШЗА отримані значення кутової і бічної швидкості центру мас автобуса, а також його радіус повороту. Результати розрахунків радіуса повороту автобуса були покладені у визначення максимального і мінімального радіусів повороту, а також габаритної смуги руху (ГСР). При цьому встановлено, що для ШЗА з некерованою віссю причепа мінімальний зовнішній радіус повороту складає $R_{зг}=12,783$ м, внутрішній габаритний радіус $R_{вг}=5,434$ м і ГСР $B_r=7,349$ м, що виходить за межі допустимої [$B_r=7,2$ м]. Разом з тим, для ШЗА із самоустановлювальною віссю причепа мінімальний зовнішній радіус повороту складає $R_{зг}=12,196$ м, внутрішній габаритний радіус повороту $R_{вг}=5,532$ м і ГСР $B_r=6,664$ м, що значно менше допустимої. Проте використання самоустановлювальної осі причепа може забезпечити необхідні показники маневреності тільки для ШЗА загальною довжиною до 20,0 м.

Якщо ж орієнтуватися на загальну довжину автопоїзда на рівні 22,0 м, що дозволено в Україні, то ШЗА повинен мати не самоустановлювальні, а керовані колеса осі причепа. За прямого приводу управління на колеса осі причепа і передаточному відношенні приводу 0,5 за внутрішнього габаритного радіусу повороту ШЗА на рівні $R_{вг} = 5,3$ м зовнішній габаритний склав $R_{зг}=12,394$ і ГСР $B_r=7,094$ м, тобто такий автобус уже задовольняє вимогам нормативних документів щодо

маневреності.

ВИСНОВКИ

За доопрацьованою математичною моделлю плоскопаралельного руху шарнірно-з'єднаного автобуса встановлено:

- ШЗА загальною довжиною 18,75 м з некерованою віссю причепа не задовольняє вимогам нормативних документів щодо маневреності ($B_r=7,349 \text{ м} > [B_r=7,2 \text{ м}]$);
- ШЗА із самоустановлювальною віссю причепа задовольняє вимогам щодо маневреності тільки за довжини автопоїзда до 20,0 м;
- ШЗА з керованою віссю причепа за прямого приводу управління на його колеса задовольняє вимогам щодо маневреності для автопоїзда загальною довжиною до 22 м, що дозволені для експлуатації в Україні. Такі автобуси можуть бути конкурентоспроможними у порівнянні з триланковими шарнірно-з'єднаними автобусами.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1.Zhang, Y., Khajepour, A., & Huang, Y. (2018). Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: A reconfigurable approach. *Vehicle System Dynamics*, 56(9), 1315–1343. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1420205>
- 2.Sakhno, V. P., Polyakov, V. M., Murowanyi, I. S., & Stelmashchuk, V. V. (2016). Determination of movement stability of especially large class hybrid bus with active trailer. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 49(2), 107–118.
- 3.Sakhno, V., Kravchenko, O., Korpach, A., Korpach, O., Bosenko, V., Dižo, J., & Blatnický, M. (2024). The choice and reasoning of the bus rapid transit systems for city transport. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 123, 259–275. <https://doi.org/10.20858/Sjsutst.2024.123.13>
- 4.Schmid, I. (1968). Engineering approach to truck and tractor train stability. *SAE Transactions*, 76(1), 1–26. <https://www.jstor.org/stable/44553453>
- 5.Islam, M. M. (2013). Parallel design optimization of multi-trailer articulated heavy vehicles with active safety systems (Doctoral dissertation, University of Ontario Institute of Technology).
- 6.Gottmann, F., Wind, H., & Sawodny, O. (2018). On the influence of rear axle steering and modeling depth on a model-based racing line generation for autonomous racing. In *IEEE CCTA* (pp. 846–852). Copenhagen.
- 7.Sakhno, V., et al. (2023). To the comparative evaluation of three-unit lorry convoys of the different component systems by maneuverability. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 121. <https://doi.org/10.20858/Sjsutst.2023.121.12>
- 8.Ljungqvist, O., Evestedt, N., Axehill, D., Cirillo, M., & Pettersson, H. (2019). A path planning and path-following control framework for a general 2-trailer with a car-like tractor. *Journal of Field Robotics*, 36(8), 1345–1377.
- 9.Gonzalez, D., Perez, J., Milanes, V., & Nashashibi, F. (2016). A review of motion planning techniques for automated vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 17(4), 1135–1145.
- 10.Tian, X., He, R., Sun, X., Cai, Y., & Xu, Y. (2019). An ANFIS-based ECMS for energy optimization of parallel hybrid electric bus. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. <https://doi.org/10.1109/TVT.2019.2960593>
- 11.Michalek, M. M. (2015). Modular tracking controller for n-trailers with non-zero hitching offsets. *Proceedings of the 2015 American Control Conference* (pp. 5371–5376). Chicago, USA.
- 12.Поляков, В. М., Сахно, В. П. (2013). Триланкові автопоїзди. Маневреність. Київ: Національний транспортний університет.
- 13.Leduc, G. (2009). Longer and heavier vehicles: An overview of technical aspects (Technical Report EUR 23949 EN). Joint Research Centre, Institute for Prospective Technological Studies, Luxembourg.
- 14.Michalek, M. M. (2015). Modular tracking controller for n-trailers with non-zero hitching offsets. *Proceedings of the 2015 American Control Conference* (pp. 5371–5376). Chicago, USA.
- 15.Sakhno, V., Kravchenko, O., Poljakov, V., Chovcha, I., Dižo, J., & Blatnický, M. (2024). Maneuverability and stability of an articulated bus for bus rapid transit system. 15th International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive, and Railway Engineering and Technologies (BulTrans-2023). <https://doi.org/10.1063/5.0201443>

- 16.Sakhno, V., Gerlici, J., Kravchenko, O., Poljakov, V., Chovcha, I., & Dižo, J. (2023). *Manévrovateľnosť a stabilita pohybu kĺbového autobusu, systém HST*. Žilinská univerzita v Žiline. <https://doi.org/10.26552/tech.C.2023.1.5>
- 17.Міський автобус SOLARIS URBINO 18. Retrieved from <https://avtek.ua/ua/p-urbino-18>
- 18.Волков В.П. (2003). *Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник*. Харків: ХНАДУ.

REFERENCES

- 1.Zhang, Y., Khajepour, A., & Huang, Y. (2018). Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: A reconfigurable approach. *Vehicle System Dynamics*, 56(9), 1315–1343. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1420205>
- 2.Sakhno, V. P., Polyakov, V. M., Murowanyi, I. S., & Stelmashchuk, V. V. (2016). Determination of movement stability of especially large class hybrid bus with active trailer. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 49(2), 107–118.
- 3.Sakhno, V., Kravchenko, O., Korpach, A., Korpach, O., Bosenko, V., Dižo, J., & Blatnický, M. (2024). The choice and reasoning of the bus rapid transit systems for city transport. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 123, 259–275. <https://doi.org/10.20858/Sjsutst.2024.123.13>
- 4.Schmid, I. (1968). Engineering approach to truck and tractor train stability. *SAE Transactions*, 76(1), 1–26. <https://www.jstor.org/stable/44553453>
- 5.Islam, M. M. (2013). *Parallel design optimization of multi-trailer articulated heavy vehicles with active safety systems* (Doctoral dissertation, University of Ontario Institute of Technology).
- 6.Gottmann, F., Wind, H., & Sawodny, O. (2018). On the influence of rear axle steering and modeling depth on a model-based racing line generation for autonomous racing. In *IEEE CCTA* (pp. 846–852). Copenhagen.
- 7.Sakhno, V., et al. (2023). To the comparative evaluation of three-unit lorry convoys of the different component systems by maneuverability. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 121. <https://doi.org/10.20858/Sjsutst.2023.121.12>
- 8.Ljungqvist, O., Evstedt, N., Axehill, D., Cirillo, M., & Pettersson, H. (2019). A path planning and path-following control framework for a general 2-trailer with a car-like tractor. *Journal of Field Robotics*, 36(8), 1345–1377.
- 9.Gonzalez, D., Perez, J., Milanes, V., & Nashashibi, F. (2016). A review of motion planning techniques for automated vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 17(4), 1135–1145.
- 10.Tian, X., He, R., Sun, X., Cai, Y., & Xu, Y. (2019). An ANFIS-based ECMS for energy optimization of parallel hybrid electric bus. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. <https://doi.org/10.1109/TVT.2019.2960593>
- 11.Michalek, M. M. (2015). Modular tracking controller for n-trailers with non-zero hitching offsets. *Proceedings of the 2015 American Control Conference* (pp. 5371–5376). Chicago, USA.
- 12.Polyakov V. M., Sakhno V. P. (2013). *Trylankovi avtopoizdy. Manevrenist [Three-unit road trains. Maneuverability]*. Kyiv: Natsionalnyi transportnyi universytet (in Ukrainian).
- 13.Leduc, G. (2009). *Longer and heavier vehicles: An overview of technical aspects* (Technical Report EUR 23949 EN). Joint Research Centre, Institute for Prospective Technological Studies, Luxembourg.
- 14.Michalek, M. M. (2015). Modular tracking controller for n-trailers with non-zero hitching offsets. *Proceedings of the 2015 American Control Conference* (pp. 5371–5376). Chicago, USA.
- 15.Sakhno, V., Kravchenko, O., Poljakov, V., Chovcha, I., Dižo, J., & Blatnický, M. (2024). Maneuverability and stability of an articulated bus for bus rapid transit system. 15th International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive, and Railway Engineering and Technologies (BulTrans-2023). <https://doi.org/10.1063/5.0201443>
- 16.Sakhno, V., Gerlici, J., Kravchenko, O., Poljakov, V., Chovcha, I., & Dižo, J. (2023). *Manévrovateľnosť a stabilita pohybu kĺbového autobusu, systém HST*. Žilinská univerzita v Žiline. <https://doi.org/10.26552/tech.C.2023.1.5>
- 17.City Bus SOLARIS URBINO 18. Retrieved from <https://avtek.ua/ua/p-urbino-18>
- 18.Volkov V. P. (2003). *Teoriia ekspluatatsiynykh vlastyvostei avtomobilia: Navchalnyi posibnyk [Theory of operational properties of the automobile: Textbook]*. Kharkiv: KhNADU (in Ukrainian).

V. Sakhno, M. Maiak, I. Murovanyi, A. Kotenko. To the Determination of Maneuverability of Articulated Buses with a Self-Steering Trailer Axle

Buses play an important role in the public transport system and transport services around the world. This is the most common way of transporting people over short and medium distances in cities, as well as in most rural areas. To meet the needs of the population in transportation in large cities, the share of buses of a particularly large class should be at least 30%. For such buses, the main parameters of the purpose are passenger capacity, passenger exchange rate, acceleration dynamics, maximum speed, stability, controllability and maneuverability. Considering that an articulated bus (ABS) is a means of increased danger, when solving problems regarding the possibility of their operation, steps should be taken in the direction of theoretical studies of maneuverability and stability of movement. To determine maneuverability indicators, a refined mathematical model of plane-parallel movement of ABS with self-installing and steered trailer wheels was used.

According to the refined mathematical model of the plane-parallel motion of an articulated bus, it was established that a semi-trailer with a total length of 18.75 m with an unsteering trailer axle does not meet the requirements of regulatory documents for maneuverability ($B_g=7.349\text{ m} > [B_g=7.2\text{ m}]$). At the same time, a semi-trailer with a self-installing trailer axle meets the maneuverability requirements only for a road train length of up to 20.0 m. When increasing the length of the semi-trailer to 22.0 m, which is permitted in Ukraine, it is necessary to use steered trailer links. Thus, with direct drive control to the trailer wheels, the semi-trailer meets the maneuverability requirements. Such buses can be competitive in comparison with three-link articulated buses.

Keywords: articulated bus, trailer, maneuverability, turning radius, clearance lane, self-installing axle, steered axle.

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>

МАЯК Микола Михайлович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна, mayak@lutsk-ntu.com.ua. <https://orcid.org/0000-0002-8626-3084>

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>

КОТЕНКО Андрій Степанович, аспірант 2 року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua. <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>

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>

Mykola MAIAK, Doctor of Sciences, Professor, Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Luts National Technical University, Lutsk, Ukraine, e-mail: mayak@lutsk-ntu.com.ua. <https://orcid.org/0000-0002-8626-3084>

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

Andrii KOTENKO, Second-year graduate student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Luts National Technical University, Lutsk, Ukraine, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua. <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>

DOI 10.36910/automash.v1i24.1745