UDC 629.113 DOI: 10.30977/VEIT.2025.27.0.3

Порівняльний аналіз шарнірно-зчленованих автобусів за маневреністю

Сахно[1] В.П., Мурований[2] І.С., Шарай[1] С.М., Котенко[2] А.С.

[1]Національний транспортний університет
[2]Луцький національний технічний університет

Анотація. *Безпека руху автомобілів та автопоїздів значною мірою залежить від їх динамічних властивостей, зокрема маневреності, стійкості та керованості. Для транспортних засобів з великою довжиною, зокрема шарнірно-зчленованих автобусів, виникає потреба у додатковому керуванні колесами причіпної секції, яке може здійснюватися кінематичним або динамічним способом. За допомогою програмного забезпечення Maple 15 було проведено розрахунки габаритних радіусів та смуг руху транспортного засобу при різних маневрах. Результати моделювання показали, що керування колесами причіпної секції зменшує ширину смуги руху, що сприяє підвищенню маневреності. Також досліджувалося динамічне керування шляхом регулювання різниці крутних моментів на колесах, яке забезпечує ефективність гальмування та покращує керованість, проте має обмеження за швидкісними режимами через можливий ризик втрати стійкості.*

Ключові слова: *шарнірно-зчленований автобус, спосіб повороту, кут складання, різниця гальмівних моментів, маневреність.*

Вступ

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі, маневреністю, стійкістю і керованістю. Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автобуса, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції), є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики виконуваної транспортної роботи та ін. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для всіх міських автобусів це пасажиромісткість, темп пасажирообміну, динаміка розганяння, стійкість, керованість, а для міських особливо великих, крім того, маневреність. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автобусів обмежується на рівні 12 м, хоч і зустрічаються конструкції довжиною до 15 м, а зчленованих – 18 м. Для автобусів особливо великого класу однією з найбільш значних властивостей є маневреність. Відповідно до ДСТУ UN/ECE R 36-03 пасажирські транспортні засоби великої місткості повинні вписатися у поворот із зовнішнім радіусом 12,50 м та внутрішнім 5,30 м.

У міському автобусному парку великих міст чільне місце займають шарнірно-зчленовані автобуси особливо великого класу загальною довжиною від 16,5 м до 18,5 м, місткістю від 150 до 200 чоловік і загальною масою 28-30 т.

Концепція створення автобусів особливо великого класу базується на гібридних технологіях. Поряд з автобусами з гібридними силовими установками у міських перевезеннях пасажирів широко використовують і автобуси з дизелями і рідше – електробуси. У роботі [1] виконано порівняння автобусів великого класу з гібридною силовою установкою, дизелем та електроприводом при їх роботі на одному і тому ж маршруті. На основі аналізу тягово-швидкісних властивостей шарнірно-зчленованих автобусів з різними силовими установками, зокрема МАЗ-215. М69, Otocar DRIVE 18 і NS_18diesel_ANG_ok.cdr з дизелями, URBAN WAY Iveco BUS і Urbino 18 Metro Style з гібридною силовою установкою і електробусів Otocar Citea KENT C і Citea

SLFA- 187 встановлено, що кращим автобусом є електробус Otocar Citea KENT C, якому дещо поступається автобус з гібридною силовою установкою Urbino 18 Metro Style. Про те, при остаточному виборі того чи іншого автобуса для конкретних умов експлуатації необхідно виходити не тільки з тягово-швидкісних властивостей, а із забезпечення необхідних показників маневреності і стійкості руху.

Автобуси особливо великого класу з метою забезпечення необхідної маневреності можуть бути виконані шарнірно-зчленованими, що складаються саме з автобуса і причіпної секції (причепа). Досягнення нормованих показників маневреності автобусів особливо великого класу загальною довжиною до 18 м можливе при тільки керованих передніх колесах тягової секції. При збільшенні загальної довжини ШЗА понад 18 м необхідне керування колесами причіпної секції.

Відомо, що в керованих автопоїздах, зокрема в ШЗА, поворот коліс причепа залежить від кута складання автопоїзда і швидкості руху: при маневруванні з малою швидкістю, коли відведенням коліс автобуса і причепа можна знехтувати, колеса причепа повертаються в бік, протилежний повороту коліс автобуса, причому кут їхнього повороту тим більший, чим менша швидкість руху і менший радіус повороту. З підвищенням швидкості руху - кут повороту керованих коліс причепа зменшується, радіус траєкторії збільшується і при досягненні певної швидкості взагалі стає рівним нулю, тобто привод управління колесами причепа повинен бути регульованим. Цього можна досягти при застосуванні як кінематичного, так і динамічного способу повороту, ви бір якого і є актуальною задачею.

Аналіз публікацій

У практиці експлуатації ШЗА необхідно знати траєкторію і ширину проїзду, яка гарантувала б їх рух і вписуваність у задану смугу руху, а також геометричні параметри цих автопоїздів, що визначають можливість їх проїзду, якщо відомі характеристики ділянки дороги на в'їзді і виїзді.

Визначення показників маневреності ШЗА виконують за таких припущень [2]:

– опорна поверхня, по якій відбувається криволінійний рух автопоїзда, строго горизонтальна і має покращене покриття, яке не створює значного опору рухові;

– елементарні кінематичні ланки, що входять до складу ШЗА, розглядаються в подальшому як абсолютно жорсткі тіла, без врахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які входять до його складу, тому вертикальні переміщення центра мас ланок і нахил їх підресорених мас виключається;

– рух елементарної кінематичної ланки, якщо про це не буде сказано особливо, вважається обмеженим неголономним зв’язком, тобто напрям швидкостей всіх точок ходової осі ланки їй перпендикулярні [2].

Довжина автобусів, що розглядалися в роботі [2] знаходиться межах від 18 до 18,75 м. Автобуси загальною довжиною 18 м вписуються у нормативну ширину смуги руху за DIRECTIVE 2002/7/EC. Для автобусів загальною довжиною 18,75 м необхідна перевірка ширини габаритної смуги руху. Оскільки криволінійний рух АТЗ зумовлює конструкцію систем управління причіпних ланок, то на першому етапі необхідно визначитися з параметрами транспортного засобу при круговому русі [3] і виконання ним різних маневрів [4]. На другому етапі проводиться перевірка раніше отриманих параметрів на предмет задоволення показників стійкості як в прямолінійному русі, так і при виконанні ним різних маневрів. Вибір і оптимізація параметрів АТЗ для всього спектру експлуатаційних швидкостей і навантажень вимагає наявності диференціальних рівнянь руху. Такі рівняння різного ступеня складності наведені в роботах [5–6 і ін.]. Для дволанкових зчленованих автобусних поїздів рівняння для визначення показників маневреності та стійкості руху наведені в роботах [7-8], а для триланкових - в роботах [9-11].

У роботі [12] запропонована уніфікована модель, що включає динаміку повороту шарнірно-з’єднаної машини та повороту для будь - якої осі як тягового автомобіля (автобуса) так і причіпної секції. В моделі представлені всі можливі існуючі конфігурації автобусів, включаючи шарнірне з’єднання, розташування силового агрегату та компонування активного шасі. Таке дослідження мотивоване ключовим питанням: як розробити уніфіковану модель, яка буде інклюзивною та налаштованою для всіх вищезазначених конфігурацій машини? Для розробки моделі крок за кроком представлено три шари процесу моделювання. Взаємодія шини з опорною поверхнею описана магічною формулою з урахуванням зміни вертика-

льного навантаження. Шарнірно-з'єднаний автобус представлений у вигляді системи диференціальних рівнянь. Валідація моделі показала на доцільність, ефективність та зручність запропонованого підходу, який можна налаштувати для будь-якого зчленованого транспортного засобу при визначенні параметрів стійкості у прямолінійному русі.

Розробці компактних і простих у використанні математичних моделей зчленованих транспортних засобів для планування, управління та локалізації руху присвячена робота [13], в якій пропонується модульний алгоритмічний підхід до кінематичного моделювання неголономних (багатоелементних) зчленованих автобусів. Кінематичні моделі дійсні за умови чистого кочення всіх коліс транспортного засобу (без ковзання), що практично виправдано для умов маневрування на низькій швидкості. Пропонований підхід призводить до компактних нелінійних моделей, які завдяки своїй модульній конструкції зберігають чітку геометричну інтерпретацію швидкісних зв'язків між сегментами транспортного засобу. Представлені розробки кінематичних моделей популярних конструкцій міських ШЗА для різних положень ведучої осі та можливостей управління. Перевірка експериментальної моделі, що проведена на повномасштабному зчленованому автобусі з приводом на ведучу вісь автобуса, підтвердила корисність цього підходу. У роботі [14] представлена одноколійна динамічна модель зчленованого автобуса, в основі якої лежать припущення, що поперечні прискорення передньої частини кузова і кути повороту зчленованого автобуса невеликі. Крім того, тертя та зазори в шарнірному зчепленні не враховуються. Система призначена для точного опису поступального та обертального руху транспортного засобу на базі диференціальних рівнянь кінематичних параметрів, що представляють шарнірно-зчленовані автобуси. Для рішення рівнянь використано Matlab-Simulink. Результати моделювання є функціями кінематичних та динамічних параметрів, що дозволяють визначати траєкторію та ширину траєкторії зчленованого автобуса. Отримані результати є основою для точної оцінки динамічної моделі та дослідження динаміки зчленованого автобусу на більш високому та більш складному рівні. Запропоновані математичні моделі різного ступеня складності потребують для свого аналізу великої кількості достовірних даних щодо конструкції ШЗА і параметрів шин їх коліс. Крім того, успішне розв'язання питання про маневреність ШЗА залежить і від правильного вибору розрахункової схеми, яка б найбільш повно відображала найважливіші фактори, що впливають на цю експлуатаційну властивість, і від точності оцінки сил взаємодії пневматичної шини з дорогою [3]. Тому оказники маневреності ШЗА попередньо можна визначати за жорстких у бічному напрямку колесах. При цьому похибка у визначенні габаритних радіусів повороту, габаритної смуги руху і зміщень траєкторії ведених ланок щодо ведучої не перевищує 13%.

Мета та постановка задачі

Метою роботи є поліпшення маневреності ШЗА за рахунок вибору раціональних компонувальних параметрів ланок автопоїзда і приводу управління причіпною ланкою.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– аналіз існуючих рішень з компоновки ланок та систем управління причіпною ланкою для підвищення маневреності;

– вибір і обґрунтування раціональних компоновочних параметрів для забезпечення ефективного керування та маневреності;

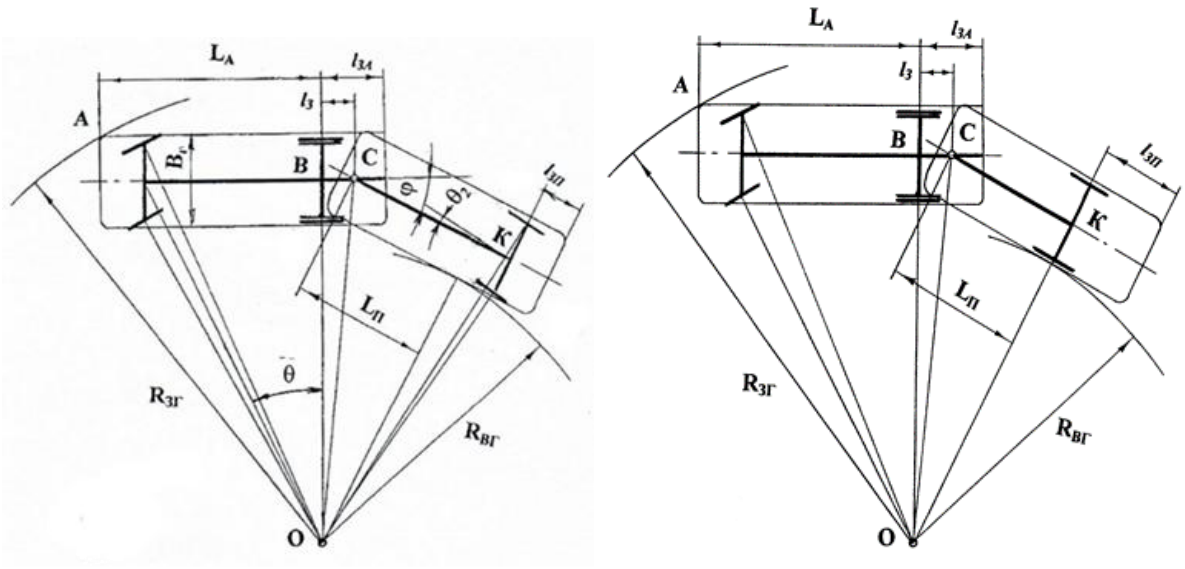
– моделювання динамічних характеристик системи управління та оцінка її впливу на маневреність автопоїзда.

Результати дослідження

На рис. 1,а наведена схема повороту ШЗА з керованою (самоустановлювальною) віссю причепа, а на рис. 1,б – з некерованою віссю, які у подальшому приймаємо як основні для порівняння.

Позначимо через L_A відстань від площини, в якій знаходиться зовнішня габаритна точка до характерної точки шасі (точки, що знаходиться посередині задньої осі автобуса). Ця відстань для усього ряду ШЗА, що розглядаються, складає 8200 мм. Якщо прийняти внутрішній габаритний радіус $R_{вг}$= 5,3 м, то послідовно визначаючи із Δ ОКС відстань ОС, а із ΔОВС відстань ОВ, то за загальної довжини ШЗА на рівні 18,75 м отримаємо зовнішній габаритний радіус $R_{зг}$= 12,92 м, що не задовольняє вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC.

Для ШЗА з керованим причепом габаритні радіуси повороту і габаритна смуга руху (ГСР) можна визначити за умови, що визначено кут складання автопоїзда.



а б

Рис. 1. Схема повороту ШЗА: а – з керованою віссю причепа; б – з некерованою віссю причепа

Диференціальне рівняння кута складання ШЗА з керованим причепом, рис.1,а, записується у вигляді [2]:

$$\frac{d\phi_1}{dt} = \omega_0 \left[1 - \frac{L_0 \sin\left(\frac{\phi_1}{i_1} - \alpha_0\right)}{L_1 tg\theta \cos\alpha_0 \cos\left(\frac{\phi_1}{i_1} - \phi_1\right)} \right], \quad (1)$$

де $\omega = \frac{v \times tg\theta}{L}$ - кутова швидкість повороту автобуса; L – база автобуса; θ – середній кут повороту керованих коліс автобуса; L_1 – база причепа; c_0 – відстань від характерної точки автобуса до точки зчіпки з причепом; $R = \frac{L}{\text{tg}\theta}$ – миттєвий радіус повороту автобуса; $\alpha_0 = \text{arctg}\frac{c_0}{R}$ – кут, що визначає положення точки зчіпки автобуса і причепа; i_1 – передаточне відношення приводу управління віссю (колесами) причепа, яке лежить в межах 0,3...0,5 [1]; для ШЗА прийнято рівним 0,367 [15].

Розв'язок рівняння (1) можливий лише за умови його лінеаризації, яку можливо виконати, якщо прийняти що швидкість і кутова швидкість повороту автопоїзда величини сталі і визначена фаза його повороту.

ШЗА на повороті може знаходитися в одній із чотирьох фаз руху [15]:

1. Вхідна перехідна траєкторія – рівномірний поворот керованих коліс автомобіля-тягача $\theta = \dot{\theta} \times t$. При цьому поворот керованих коліс продовжується до того часу, поки зовнішня габаритна точка автобуса не почне рухатися по дузі кола радіусом 12,5 м. Для першої фази повороту кут складання φ_1 визначається як [15]:

$$\varphi_1 = \frac{(L_2 + c)i_1}{L} \times \left\{ \theta - L_2 i_1 k_1 \left[1 - \exp\left(-\frac{\theta}{L_2 i_1 k_1} \right) \right] \right\}, \quad (2)$$

де k_1 – режимний коефіцієнт при вході ШЗА в поворот, θ – кут повороту коліс; c – відстань від центру мас автобуса до точки зчіпки.

Для визначення координат характерних точок автобуса і причепа, а відповідно і ГСР ШЗА скористаємося методикою розрахунку цих параметрів, наведених у роботі [2].

За цією методикою траєкторія характерної точки автобуса X_1, Y_1 і причепа X_2, Y_2 при вході в поворот задається у вигляді:

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= X_1(t) \\ Y_1 &= Y_1(t) \end{aligned}\right\};\ \begin{aligned} X_2 &= X_1 - L\times u(t) \\ Y_2 &= Y_1 - L\times v(t) \end{aligned}, \qquad (3)$$

де $u(t)$ і $v(t)$ – допоміжні функції, які визначаються як:

$$u(t) = \frac{1-\frac{1}{z_n^2}\mathrm{e}^{2at}}{1+\frac{1}{z_n^2}\mathrm{e}^{2at}};$$

$$v(t) = \frac{\frac{2}{z_n}\mathrm{e}^{at}}{1+\frac{1}{z_n^2}\mathrm{e}^{2at}};$$

$$z = (a-k) - \frac{2k}{\frac{a+k}{a-k}\mathrm{e}^{kt}-1}; \qquad (4)$$

$$k = \sqrt{1-a^2},$$

де z_n – нормальна реакція опорної поверхні колеса метробуса, a – кут нахилу поверхні дороги.

Розв'язок рівняння (2) для ШЗА загальною довжиною 18,75 показав, що етап входу в поворот закінчується за кута повороту керованих коліс автобуса на рівні 0,5 рад.

2. Рух автобуса по колу за умови, що θ=const і R=const. Цей рух продовжується до тих пір, поки сумарний кут повороту автобуса ψ, що визначається від початку повороту, не стане рівним $\psi_2=\alpha-\psi_1$ (α - заданий кут повороту автопоїзда; ψ_1 – кут повороту автобуса в кінці першого фази). Кут складання ШЗА визначиться як [15]:

$$\varphi_1 = \varphi_1(\tau_1)\exp\left(-\frac{R\times\varphi_1}{L_2 i_1}\right) + \frac{(L_2+c)i_1}{L}\left\{1-\exp\left(-\frac{R\varphi_1}{L_2 i_1}\right)-\varphi_0\right\}, \qquad (5)$$

де τ_1 – час руху ШЗА на круговій траєкторії.

Рівняння руху характерних точок автобуса і причепа при русі ШЗА по круговій траєкторії [2] записуються у вигляді:

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= R\cos t \\ Y_1 &= R\sin t \end{aligned}\right\},$$

$$\left.\begin{aligned} X_2 &= L[a\cos t - \sin(2\operatorname{arctg} z - t)] \\ Y_2 &= L[a\sin t - \cos(2\operatorname{arctg} z - t) \end{aligned}\right\}, \qquad (6)$$

$$z = (a-k) - \frac{2k}{\frac{a+k}{a-k}\mathrm{e}^{kt}-1}.$$

Розв'язок рівняння (5) щодо кута складання ШЗА починаються за кута повороту керованих коліс автобуса досягнутого в кінці першої фази повороту, θ=*0,5* рад. За цього кута повороту кут складання φ_1 при коловому русі ШЗА склав φ_1=*0,53* рад.

3. На початку виходу автопоїзда з кругової траєкторії поворот керованих коліс продовжується до моменту, поки $\theta=\theta'-\dot{\theta}\times t=0$ (θ' – кут повороту керованих коліс на круговій траєкторії, $\dot{\theta}$ – кутова швидкість повороту керованих коліс), тобто кут повороту керованих коліс автобуса не стане рівним нулю. Кут складання у цій фазі визначиться як [15]:

$$\varphi_1 = \varphi_1(\tau_2)\exp\left(-\frac{\theta'-\theta}{L_1 i_1 k_2}\right) + \frac{(L_1+c)i_1}{L_0}\times \times\left\{\theta + L_1 i_1 k_2\times\left[1-\exp\left(-\frac{\theta'-\theta}{L_1 i_1 k_2}\right)\right]-(\theta'-\theta)\right\} \qquad (7)$$

де k_2 – режимний коефіцієнт при виході ШЗА з повороту.

На початку виходу автопоїзда з кругової траєкторії координати характерної точки автобуса X_1, Y_1 і причепа X_2, Y_2 визначаються аналогічно входу в поворот (3).

При закінченні фази виходу з повороту автобуса кут θ=0, а кут складання φ_1=*0,38 рад*.

4. За прямолінійного руху ШЗА θ=0 кут складання визначиться як [2]:

$$\varphi_1 = \varphi_1(\tau_3)\exp\left(-\frac{S}{L_1 i_1}\right), \qquad (8)$$

де S – шлях руху автобуса на прямолінійній траєкторії.

На етапі, коли автобус рухається по прямій виходу із повороту для координат характерних точок отримаємо:

$$X_1 = v \times t;\ Y_1 = R;$$

$$X_2 = -L[a - (t - \frac{\pi}{2}) + \\ + \cos(2\,\mathrm{arctg}\frac{1}{z_n}\mathrm{e}^{a(t-\frac{\pi}{2})}); \qquad (9)$$

$$Y_2 = L[a - \sin(2\,\mathrm{arctg}\frac{1}{z_n}\mathrm{e}^{a(t-\frac{\pi}{2})})$$

Прямолінійний рух ШЗА, тобто вихід і причепа на прямолінійну траєкторію (кут складання дорівнює 0) досягається на шляху 29,5 м.

За отриманими рівняннями для координат характерних точок автобуса і причепа, кута складання автопоїзда при заданому передаточному відношенні приводу управління віссю причепа з використанням програмного забезпечення Maple 15 визначені габаритні радіуси ШЗА і його габаритна смуга руху для різних видів повороту. Помітимо, що різні види повороту автопоїзда визначаються довжиною перехідної траєкторії, яка визначається часом і швидкістю руху ШЗА, кутом повороту кругової траєкторії і довжиною вихідної траєкторії.

У табл. 1 наведені результати розрахунку ГСР ШЗА як некерованого, так і з керованим причепом за умови, що зовнішня габаритна точка автобуса рухається по дузі кола радіусом 12,5 м.

Таблиця 1. Результати розрахунку ГСР ШЗА як некерованого, так і з керованим причепом

Тип ШЗА	Габаритна смуга руху, м		
	Рух по колу	Поворот на 90^0	Поворот на 180^0
З некерованим причепом	7,359	6,876	7,216
З керованим причепом	6,977	6,489	6,783

Аналіз розрахунків показує, що найбільше значення ГСР автобуса має місце при русі по колу. При цьому габаритна смуга руху шарнірно-зчленованих автобусів на жорстких у бічному напрямку колесах з некерованим причепом лежить в межах $B_г$=7,359 м, що виходить за межі допустимої ([$B_г$=7,2 м]), у той час як для ШЗА з керованим причепом і причепом з самоустановлювальною віссю вона не перевищує допустимого значення $B_г$=7,2 м.

Окрім кінематичного способу управління колесами причепа може застосовуватися і спосіб управління, заснований на різниці крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесі причепа.

Ефект управління причепом шляхом часткового гальмування коліс одного борту еквівалентний, у першому наближенні, ефекту від виникаючого при цьому моменту сил тертя. При цьому величина радіуса повороту ШЗА залежить не тільки від кута повороту керованих коліс автобуса, а і від величини гальмівного моменту і колеса, до якого він прикладений. Це дуже важливо для конструкції гібридних автобусів з електроприводом на вісь причіпної ланки, бо цим можна коректувати не тільки траєкторію ланок ШЗА, а і стійкість шарнірно-зчленованого автобуса [15].

Розглянемо систему управління ШЗА**,** що складається із системи управління безпосередньо автобусом (рульовий механізм, рульовий привод) і управління колесами причепа за рахунок різниці крутних моментів на його зовнішньому і внутрішньому колесах, тобто комбінованого способу управління. При цьому можливі два способи управління причепом – поворот коліс автобуса і причепа в різні сторони для зменшення радіусу повороту і поворот їх коліс в одну сторону – для здійснення руху ШЗА «крабом». При повороті усіх коліс в один бік на однаковий кут автомобіль отримує можливість рухатись по прямій під кутом до своєї поздовжньої осі. Такий рух може здійснюватися під час паркування ШЗА на зупинках або під час обгону [17]. «Рух крабом» при виконанні маневру «перестановка» дозволяє скоротити час на обгон без збільшення габаритів автомобіля у поперечному перерізі дороги, що позитивно впливає не тільки на безпеку руху, а й зменшує імовірність ураження інших машин. Однак реалізація «руху крабом» з поворотом усіх коліс на вантажних та багатовісних автомобілях пов’язана з багатьма конструктивними складностями. Допомогти у вирішенні вказаного завдання може застосування комбінованого способу повороту [2], при якому гальмуються

зовнішні колеса замість внутрішніх, що може сприятливо позначитися на маневреності та стійкості транспортного засобу [15]. Дослідженню комбінованого способу повороту колісних машин присвячено роботи [16].

У цих роботах отримані рівняння динаміки кругового руху машини колісної формули 4×4 при комбінованому способі управління поворотом, яке для ШЗА з керованим причепом шляхом гальмування одного з коліс осі причепа, записано у вигляді:

$$\frac{d\omega}{dt}=\frac{tg\alpha}{1+\frac{b^2+i_z^2}{L^2}tg^2\alpha}\times \times\left[\begin{array}{l}\frac{M_k}{r_{d1}}-\frac{fg}{L}-\frac{fh}{L^3}\times\left(V_{x1}^2+b\frac{dV_{x1}}{dt}\right)\\ \mathrm{tg}^2\,\alpha+\frac{B}{2L^2m}\mathrm{tg}\,\alpha\times\left(\frac{M_{k1}^{''}-M_{k1}^{'}}{r_{d2}}\right)\end{array}\right], \quad (10)$$

де ω – кутова швидкість автобуса в площині дороги, t – час, α – середній кут повороту керованих коліс автобуса, b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автобуса на горизонтальну площину, m – маса автобуса; L – поздовжня колісна база автобуса, M_k –крутний момент на колесах задньої осі автобуса, r_{d1} і r_{d2} – динамічні радіуси задніх коліс автобуса і причепа, f – коефіцієнт опору кочення коліс автомобіля, h – висота центра мас автобуса, i_z – радіус інерції автобуса відносно вертикальної осі, V_{x1} – лінійна швидкість автобуса у напрямку поздовжньої осі, B – колія автобуса, $M_{k1}^{'}$ і $M_{k1}^{''}$ – гальмівні моменти на внутрішньому і зовнішньому колесі причепа.

Крім того, у якості задаючого параметра на поворот причепа слід прийняти кут складання ШЗА і визначити кут поворот керованих коліс причепа саме у функції цього кута.

Визначимо необхідний кут повороту керованих коліс причепа, для того щоб ШЗА вписався у нормовану смугу руху ($R_{зг}$=12,5 м, $R_{вг}$=5,3 м).

З рис. 1,а отримаємо:

$$\theta_2=\arcsin\frac{OK^2+CK^2-OC^2}{2OK\times CK}= =0,277\text{рад}=15,88^{\circ}, \quad (11)$$

Зважаючи на те, що рух ШЗА здійснюється коловою траєкторією за зовнішнього габаритного радіусу повороту $R_з$=12,5 м, кут повороту керованих коліс автобуса складе θ=30,8^0. При цьому передаточне відношення умовного приводу управління колесами причепа склало б:

$$U_{пр}=\frac{\theta_2}{\theta}=0,516. \quad (12)$$

За визначеним кутом повороту керованих коліс причепа визначимо різницю крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесі причепа за умови, що ШЗА рухається по колу зі сталою швидкістю, тобто $\frac{dv}{dt}=0$.

Отримаємо:

$$\left[\begin{array}{l}\frac{M_k}{r_{d1}}-\frac{fg}{L}-\frac{fh}{L^3}\times V^2tg^2\theta_2+\\ +\frac{B}{2L^2m_n}tg\theta_2\times\left(\frac{M_{k1}^{''}-M_{k1}^{'}}{r_{d2}}\right)\end{array}\right]=0. \quad (13)$$

У виразі (12) невідомим залишається крутний момент $M_к$ на ведучих колесах автобуса. Приймемо, що ШЗА загальною масою m=28000 кг рухається коловою траєкторією зі швидкістю 10 м/с по дорозі з коефіцієнтом опору кочення f=0,02. Тоді:

$$M_к=m\times g\times f\times r_{d1}=2774\text{ Нм} \quad (14)$$

Шляхом розв'язку рівняння (13) визначимо різницю гальмівних моментів на колесах причепа, що забезпечила б їх куту повороту θ$_2$=0,277 рад (15,88^0). Ця різниця склала $M_{k1}^{''}-M_{k1}^{'}=472$ Нм.

На рис. 2 наведені результати розрахунку різниці моментів на колесах причепа за швидкості 10,0 м/с, коефіцієнта опору кочення f=0,02 еквівалентної куту повороту керованих коліс причепа. Як слідує з наведеної залежності, при збільшенні умовного кута повороту керованих коліс причепа різниця моментів на його колесах прогресивно збільшується. Це необхідно передбачити в системі управління причепом.

На рис. 3 наведені габаритні смуги (ГСР) керованого і некерованого причепа, причому кут повороту керованих коліс якого визначався за кутом повороту керованих коліс автобуса і передаточного відношення приводу управління, а на рис. 4 –

габаритна смуга руху некерованого і керованого причепа шляхом гальмування коліс одного борту.



Рис. 2. Залежність різниці моментів на колесах причепа від кута повороту керованих коліс автобуса і причепа

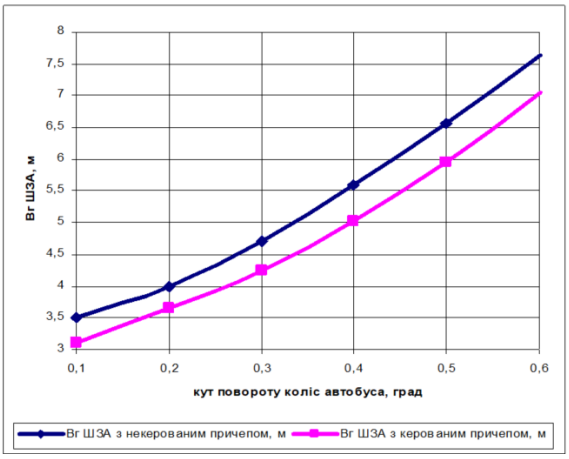


Рис. 3. ГСР ШЗА з керованим і некерованим причепом

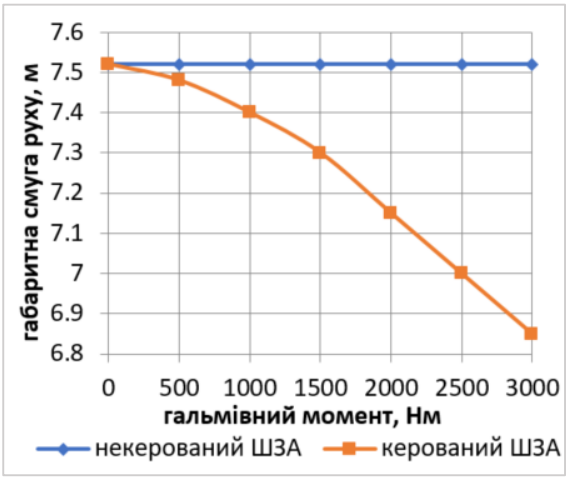


Рис. 4. ГСР ШЗА з некерованим і керованим причепом при гальмуванні коліс одного борту причепа

Як слідує з наведених рисунків, управління колесами причепа шляхом гальмування коліс одного борту майже ідентичне його керуванню шляхом повороту керованих коліс. Проте таке управління ефективне тільки при маневруванні з невеликими швидкостями (до 10 м/с), бо при збільшенні швидкості автобус може втратити стійкість.

Обговорення результатів

Безпечний рух автомобіля і автопоїзда багато в чому визначається його динамічними властивостями і, у значній мірі, маневреністю, стійкістю і керованістю. Для ШЗА довжиною до 18 м маневреність забезпечується. При збільшенні загальної довжини ШЗА понад 18 м необхідне керування колесами причіпної секції, яке може бути як кінематичним, так і динамічним. За кінематичного способу поворот коліс причіпної секції відбувається у функції кута складання автопоїзда і при обраному передаточному відношенні приводу управління причепом габаритна смуга руху ШЗА не перевищує допустимого значення.

Окрім кінематичного способу управління колесами причепа може застосовуватися і спосіб управління, заснований на різниці крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесі причепа. Ефект управління причепом шляхом часткового гальмування коліс одного борту еквівалентний, у першому наближенні, ефекту від виникаючого при цьому моменту сил тертя. При цьому величина радіуса повороту ШЗА залежить не тільки від кута повороту керованих коліс автобуса, а і від величини гальмівного моменту і колеса, до якого він прикладений. За визначеної різниці гальмівних моментів на осі причепа габаритна смуга руху ШЗА майже не відрізняється від її значення при управлінні причепом шляхом повороту керованих коліс. Проте таке управління ефективне тільки при маневруванні з невеликими швидкостями (до 10 м/с), бо при збільшенні швидкості автобус може втратити стійкість.

При дослідженні такої складної динамічної системи, як ШЗА із керованою віссю причепа, гостро стоїть питання про дослідження стійкості його руху, причому до традиційної для одиночних автомобілів стійкості проти бічного заносу і перекидання добавляється стійкість проти складання. Крім традиційних аспектів стійкості, характерних для одиночних транспортних засобів, таких як стійкість

проти бічного заносу та перекидання, для ШЗА виникає додаткове завдання – забезпечення стійкості проти складання. Керованим автопоїздам притаманні властивості, які відсутні у випадку одиночних транспортних засобів. Питанням забезпечення стійкості руху ШЗА з керованим причепом будуть присвячені подальші дослідження.

Висновки

Показано, що для забезпечення нормованих показників маневреності ШЗА довжиною понад 18 м необхідне керування колесами причіпної секції, яке може бути як кінематичним, так і динамічним. За кінематичного способу поворот коліс причіпної секції відбувається у функції кута складання автопоїзда і при обраному передаточному відношенні приводу управління причепом габаритна смуга руху ШЗА не перевищує допустимого значення.

Встановлено, що за динамічного способу повороту величина радіуса повороту ШЗА залежить не тільки від кута повороту керованих коліс автобуса, а і від величини гальмівного моменту і колеса причепа, до якого він прикладений. За визначеної різниці гальмівних моментів на осі причепа габаритна смуга руху ШЗА майже не відрізняється від її значення при управлінні причепом шляхом повороту керованих коліс. Проте таке управління ефективне тільки при маневруванні з невеликими швидкостями (до 10 м/с), бо при збільшенні швидкості автобус може втратити стійкість.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

Література

1. Сахно, В.П., Маяк, М.М., & Котенко, А.С. (2024). До порівняльної оцінки шарнірно-зчленованих автобусів з різними силовими установками. Сучасні технології в машинобудуванні і на транспорті, 2, 197 – 207. Sakhno, V.P., Maiak, M.M., & Kotenko, A.S. (2024). Do porivnialnoi otsinky sharnirno-zchlenovanykh avtobusiv z riznymy sylovymy ustanovkamy. [Towards a comparative assessment of articulated buses with different power plants] Advances in mechanical engineering and transport, 2, 197 – 207. https://doi.org/10.36910/automash.v2i23.1542 [in Ukrainian].
2. Поляков, В.М., Сахно, В.П. (2013). Триланкові автопоїзди. Маневреність. К.: НТУ. Polyakov, V.M., Sakhno, V.P. (2013) Trylankovi avtopoyizdy. Manevrenist. [Three-lane road trains. Maneuverability]. K.: NTU [in Ukranian].
3. Sakhno, V., Murovany, I., Sharai, S. & Seleznev, V. (2017). Comparative evalution of maneurability of large and extra large class buses. Mobile machines. International scentific conference, Kaunas, Lithuania. Aleksandras Stulginskis University, pp.38-47.
4. Сахно, В.П., Біліченко, В.В., Поляков, В.М., & Омельницький, О.Є. (2018). Маневреність метробусів. Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал, 2(6), 131–140. Sakhno, V.P., Bilichenko, V.V., Polyakov, V.M., & Omelnytskyi, O.Ye. (2018). Manevrenist metrobusiv. [Maneuverability of metrobuses] Bulletin of Mechanical Engineering and Transport, 2(6), 131–140. ISSN 2415-3486 [in Ukrainian].
5. Huang Y, Ma X, Ren L. Train Trajectory-Following Control Method Using Virtual Sensors. Sensors. 2024; 24(16):5385. https://doi.org/10.3390/s24165385
6. Tianlong Lei, Jixin Wang, Zongwei Yao Modelling and Stability Analysis of Articulated Vehicles. Appl. Sci.2021,11,3663. https://doi.org/10.3390/app11083663
7. Sakhno, V., Poljakov, V., Myrovany, I., & Seleznov, V. (2016) Determination of movement stability of especiality large class hybrid bus with active trailer. INMATEN – Agricultural engineering. 2, pp. 107-118.
8. Сахно, В.П., Поляков, В.М., Мурований, І.С., & Селезньов, В.Е. (2016). До попереднього оцінювання стійкості руху гібридного автобуса особливо великого класу з активним причепом. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 75, 75–82. Sakhno, V.P., Polyakov, V.M., Murovanyi, I.S., & Seleznov, V.E. (2016). Do poperednioho otsiniuvannia stiikosti rukhu hibrydnoho avtobusa osoblyvo velykoho klasu z aktyvnym prychepom. [Towards the preliminary assessment of the stability of motion of a hybrid articulated bus of the extra-large class with an active trailer] Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University, 75, 75–82. [in Ukrainian].
9. Sakhno, V., Gerlici, J., Poliakov, V., Kravchenko, A., Omelnitsky, O., & Lask, T. (2018). Road train motion stability in BRT system. XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018. Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, pp.49-57.
10. Y. Zhang, A. Khajepour, and Y. Huang. Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: a reconfigurable approach. Vehicle System Dynamics, 56(9):1315–1343, 2018. https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1420205
11. Michałek, M.M., Patkowski, B. and Gawron T. (2020), «Modular Kinematic Modelling of Articulated Buses», IEEE TRANSACTIONS ON

VEHICULAR TECHNOLOGY, Vol. 69, No. 8, AUGUST, 8381 p. http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2020.2999639
12. Zhang, Y., Khajepour, A., & Huang, Y. (2018). Multi-axle/articulated bus dynamics modeling: a reconfigurable approach. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 56(9), 1315–1343. https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1420205
13. Michałek, M., Patkowski, B., & Gawron, T. (2020). Modular kinematic modelling of articulated buses. IEEE Transactions on Vehicular Technology. https://doi.org/10.1109/TVT.2020.2999639
14. Dang, H. A., & Kovanda, J. (2014). Determination of trajectory of articulated bus turning along curved line. Transactions on Transport Sciences, 7(1). https://doi.org/10.2478/trans-2014-0002
15. Сахно, В.П., Поляков, В.М., Шарай, С.М., Мурований, І.С., & Омельницький, О.Є. (2021). Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія. Луцьк: ІВВ Луцького НТУ. Sakhno, V.P., Polyakov, V.M., Sharai, S.M., Murovanyi, I.S., & Omelnytskyi, O.Ye. (2021). Sharnirno-zchlenovani avtobusy. Manevrenist ta stiikist: monograph. [Articulated buses. Maneuverability and stability: monograph] Lutsk: IVV of Lutsk NTU. [in Ukrainian].
16. Подригало, М.А., Бобошко, О.О., Кайдалов, Р.О., & Нікорчук, А.І. (2016). Застосування комбінованого способу керування для здійснення руху автомобіля «крабом». Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 75, 134–138. Podryhalo, M.A., Boboshko, O.O., Kaidalov, R.O., & Nikorchuk, A.I. (2016). Zastosuvannia kombinovanoho sposobu keruvannia dlia zdiisnennia rukhu avtomobilia "krabom". [Application of a combined control method for implementing crab motion in a vehicle] Bulletin of Kharkiv National Automobile and Highway University, 75, 134–138. [in Ukrainian].
17. Сахно, В.П., Стельмащук, В.В., Онищук, В.П., Попелиш, Д.М., & Томчук, С.М. (2019). До питання щодо динамічного способу управління автомобілем. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: науковий журнал, 2(13), 156–164. Sakhno, V.P., Stelmakhchuk, V.V., Onyshchuk, V.P., Popelysh, D.M., & Tomchuk, S.M. (2019). Do pytannia shchodo dynamichnoho sposobu upravlinnia avtomobilem. [On the issue of the dynamic method of vehicle control] Modern Technologies in Mechanical Engineering and Transport: Scientific Journal, 2(13), 156–164. https://doi.org/10.36910/automash.v2i13 [in Ukrainian].

Сахно Володимир Прохорович[1], д.т.н., проф., завідувач кафедри автомобілів, тел.+38 0676655344, e-mail:sakhno@ntu.edu.ua, ORCID: 0000-0002-5144-7131

Мурований Ігор Сергійович[2], к.т.н., доцент, декан факультету транспорту та механічної інженерії, тел. +38 0506788281, e-mail: igor_lntu@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9749-980X

Шарай Світлана Михайлівна[1], к.т.н., проф. каф. міжнародних перевезень та митного контролю, тел. +38 0677833180, e-mail: svetasharai@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6568-4990

Котенко Андрій Степанович[2], аспірант 2 року навчання кафедри автомобілів і транспортних технологій, тел. +38 0632677498, e-mail:kotenko.a0015@lntu.edu.ua, ORCID: 0009-0004-5506-9985.

[1]Національний транспортний університет, 02000, Україна, м. Київ, вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1.

[2]Луцький національний технічний університет, 43000, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

Comparative Analysis of Articulated Buses in Terms of Maneuverability

Abstract. Problem. *The safe operation of vehicles and road trains is largely determined by their dynamic properties, particularly maneuverability, stability, and controllability. In most countries, the overall length of single buses is limited, although designs exceeding this limit are occasionally encountered. For articulated buses (AB), the maximum permissible length is defined to ensure safety and performance. When the total length of an AB exceeds this limit, it becomes necessary to control the wheels of the trailer section, which can be achieved through either kinematic or dynamic steering. In the kinematic approach, the rotation of the trailer's wheels depends on the articulation angle of the road train, which changes during different phases of the turn—entry into the turn, circular motion (if applicable), and the exit of the leading section (bus) from the turn into straight-line motion.* ***Goal.*** *The goal of this study is to improve the maneuverability of articulated buses by selecting optimal layout parameters for the road train sections and the drive system for steering the trailer section.* ***Methodology.*** *The study employed computer software to determine the overall movement path of articulated buses with both steered and non-steered trailers.* ***Results.*** *Based on the derived equations for the coordinates of characteristic points of the bus and trailer, as well as the articulation angle of the road train for a given transmission ratio of the trailer axle steering mechanism, the software was used to determine the overall turning radii of ABs and their overall movement paths for various types of turns. The study established that the overall movement path of an*

AB with non-steered trailer wheels and rigid lateral tires exceeds the permissible limits. Conversely, for ABs with steered trailers, the movement path remains within acceptable boundaries. ***Practical Value.*** *In addition to the kinematic method of trailer wheel control, a method based on the difference in torque between the inner and outer trailer wheels can also be applied. It was found that during circular movement of the road train, the torque difference between the inner and outer trailer wheels reaches a level sufficient for steering control. Steering the trailer wheels by braking one side's wheels is nearly identical in effect to controlling them via steered wheels. However, this method is effective only at low maneuvering speeds since increasing speed can result in a loss of stability.*

Key words: *articulated bus; steering method; articulation angle; brake torque difference; maneuverability.*

Sakhno Volodymyr[1]**,** Doctor of Technical Science, Professor, Head of Automobiles Department, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua, ORCID: 0000-0002-5144-7131

Murovanyi Igor[2], PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Dean of the Faculty of Transport and Mechanical Engineering, e-mail: igor_lntu@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9749-980X

Sharai Svitlana[1], professor, PhD in Engeneering, Professor International Transportation and Customs Control, e-mail: Svetasharai@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6568-4990

Kotenko Andrii[2], Second-year graduate student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua, ORCID: 0009-0004-5506-9985

[1]National University of Transport, 02000, str. Mykhailo Omelyanovich-Pavlenko, 1, Kyiv, Ukraine.

[2]Lutsk National Technical University, 43000, str. Lvivska, 75, Lutsk, Ukraine.