

УДК 629.113

ДО ПОПЕРЕДНЬОГО ОЦІНЮВАННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ГІБРИДНОГО АВТОБУСА ОСОБЛИВО ВЕЛИКОГО КЛАСУ З АКТИВНИМ ПРИЧЕПОМ

В.П. Сахно, проф., д.т.н., В.М. Поляков, доц., к.т.н.,
Національний транспортний університет, м. Київ,
І.С. Мурований, доц., к.т.н., В.Е. Селезньов, асп.,
Луцький національний технічний університет

Анотація. Встановлено залежність складової бічного прискорення від бази шарнірно-з'єднаного автобуса, яка може слугувати одним з основних критеріїв стійкості автопоїзда.

Ключові слова: автобус, автопоїзд, стійкість руху, активний причіп.

К ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГИБРИДНОГО АВТОБУСА ОСОБО БОЛЬШОГО КЛАССА С АКТИВНЫМ ПРИЦЕПОМ

В.П. Сахно, проф., д.т.н., В.М. Поляков, доц., к.т.н.,
Национальный транспортный университет, г. Киев,
И.С. Мурованый, доц., к.т.н., В.Э. Селезнёв, асп.,
Луцкий национальный технический университет

Аннотация. Установлена зависимость составляющей бокового ускорения от базы шарнирно-соединенного автобуса, которая может служить одним из основных критериев устойчивости автопоезда.

Ключевые слова: автобус, автопоезд, устойчивость движения, активный причеп.

TO PRELIMINARY ESTIMATION OF FIRMINESS OF MOTION OF THE HYBRID BUS OF EXTRA LARGE CLASS WITH ACTIVE TRAILER

V. Sakhno, Prof., D. Sc. (Eng.), V. Poliakov, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),
National Transport University, Kyiv, I. Murovani, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),
V. Seleznyov, P. G., Lutsk National Technical University

Abstract. The dependence of constituent of lateral acceleration is set on the base of the articulated bus, which can serve as one of basic criteria of stability of lorry convoy is determined.

Key words: bus, train, stability of motion, active trailer.

Вступ

Автобусобудування як частина загального автомобілебудування має свою характерну особливість: незважаючи на те, що загальний випуск автобусів становить лише одиниці відсотків від загального випуску автомобільної техніки, їх виробництво здійснюється на значно більшій кількості підприємств, ніж легкових і навіть вантажних автомобілів, дуже часто – обмеженими партіями.

В умовах розрізненості виробництва й обмеженості випуску за широкого спектра типорозмірів і модифікацій важлива роль належить швидкому створенню конструкцій, що є можливим лише за умови широкої уніфікації автобусів. На цій основі привабливою виглядає ідея створення шарнірно-з'єднаного гібридного автобуса надвеликої місткості загальною довжиною понад 18 м. У роботі [1] пропонується оптимальна структура громадського транспорту у великих містах, згідно з

якою 20 % від усього складу повинні складати мікроавтобуси, 25–30 % – автобуси середньої пасажиромісткості (довжиною до 9 метрів), 40 % – автобуси великої місткості (довжиною 12 м), 10–15 % – автобуси надвеликої місткості (15 м і більше).

При розробці будь-якого автобуса, у тому числі й автобуса надвеликої місткості, повинні бути враховані масові та геометричні обмеження, що закладені у нормативних документах. Так, згідно з ДСТУ UNECE R 36-03:2002 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН №36-03: 1993, ПДТ)», внутрішній радіус повороту повинен становити 5,3 м, а найбільш виступаюча від центра повороту точка автобуса має описувати дугу радіусом 12,5 м. Крім того, навантаження на ведучу вісь не повинно перевищувати 10 т (при міських пасажирських перевезеннях допускається 11,5 т), на передню керовану вісь – 6–7 т. Крім того, розподіл навантаження на осі має забезпечувати їх контакт із дорогою з коефіцієнтом зчипної маси, не нижчим за 0,25 [2].

На сьогодні у друкованих та інтернет-виданнях можна зустріти роботи, що стосуються 18-метрових автобусів. У них описується ергономіка салону, рівень комфорту водія та пасажирів, поведінка на дорозі, але досить мало приділяється уваги маневреності та стійкості руху такого транспортного засобу, хоча відомо, що 18-метровий тривісний міський автобус без спеціальних пристроїв не може задовольняти вимогам Правил №36 через свою збільшену довжину.

Для поліпшення маневреності 18-метрових автобусів слід керувати колесами причіпної секції. При цьому синтез закону керування є досить складним завданням, але його вирішення у ряді випадків дозволяє суттєво зменшити габаритну смугу руху автобуса [3].

Проведеними до цього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація 18-метрових автобусів на граничних режимах руху (високі швидкості руху, мінімальні радіуси повороту) може вимагати конструктивних змін системи керування віссю причіпної секції. Задача набуває особливої актуальності для гібридного автобуса особливо великого класу з активним причепом.

Аналіз публікацій

Шарнірно-з'єднаний автобус у порівнянні зі звичайним двовісним має більшу довжину, тому йому складніше вписатись у задану габаритну смугу руху (ГСР), особливо під час роботи в міських умовах. Експериментальні дані [3] свідчать, що повороти на 90° є найбільш поширеними для автобусів у межах міста і становлять більше 70 % всіх поворотів.

Параметри руху автотранспортного засобу (АТЗ) на поворотах визначаються його маневреністю. Маневреністю АТЗ називають сукупність таких властивостей, які забезпечують їх безперешкодний рух по опорній поверхні, яка має обмеження як за площею, так і за формою [3]. Такими обмеженнями під час руху АТЗ можуть бути просторові, що пов'язані з довжиною і висотою транспортного засобу, а також обмеження за формою і розмірами дорожнього полотна, яке слугує опорною поверхнею для кочення коліс його ланок.

Найбільш значні роботи, пов'язані з дослідженнями маневреності АТЗ були проведені Я.Х. Закінім [3–5]. Ним виконані детальні дослідження з проблем горизонтальної стійкості автопоїзда і його маневреності. Докладно розглянуто питання маневреності автомобільних поїздів, що базується на кінематичних положеннях з урахуванням режиму повороту, тобто швидкості руху автопоїзда, кута і швидкості повороту рульового колеса тягача. У роботах Я.Х. Закіна, як і в більшості інших, що цитуються, відзначається, що на поворотах і закругленнях доріг ГСР автопоїзда збільшується. Це, у свою чергу, погіршує усі вимірювачі й показники маневреності АТЗ.

У роботах [6–9] відзначається, що вимірювачі й показники маневреності АТЗ можуть бути істотно поліпшені за рахунок повороту осей (коліс) причіпної ланки відносно його поздовжньої осі за допомогою тієї або іншої системи керування поворотом. Це повною мірою стосується і 18-метрових шарнірно-з'єднаних автобусів.

Поворот АТЗ може здійснюватися чотирма основними способами [10]:
– кінематичним способом керування поворотом коліс, осей тощо;

- кінематичним способом керування поворотом ланок шарнірно-з'єднаних АТЗ;
- динамічним способом керування АТЗ шляхом регулювання співвідношень кутових швидкостей коліс;
- комбінованими способами керування.

Кінематичний спосіб керування поворотом двовісної машини за допомогою коліс, осей, опор може бути здійснений або однією керованою віссю, або двома. При кінематичному способі керування поворотом зчленованих автобусів можна підвищити маневреність, оскільки радіус їх повороту є значно меншим, ніж у звичайних автобусів з однаковими базами [10].

Динамічний спосіб керування, що виконується регулюванням співвідношень кутових швидкостей коліс, відомий давно [11]. Він ґрунтується на використанні еластичності шин, що дозволяє створювати машини з неповоротними колесами і різним ступенем обертальності. Цей спосіб створює передумови істотного поліпшення маневреності колісних машин з невеликою відносною базою L/B , що повною мірою стосується і зчленованого автобуса з активним причепом.

Прагнення поліпшити характеристики керованості й маневреності машини привело до застосування комбінованих способів керування. Наприклад, на автомобілях з передніми керованими колесами при односторонньому гальмуванні некерованих коліс можливе зменшення мінімального радіуса повороту на 13–15 % [12]. Прикладом може служити тривісний автомобіль Мебрак з передніми керованими колесами. На добрих дорогах за рахунок підйому і фіксації середньої осі автомобіль рухається на передніх і задніх колесах. Керування в цьому випадку здійснюється передніми колесами. За необхідності можливе одностороннє гальмування коліс, тобто забезпечується і динамічний спосіб керування для додаткового зменшення радіуса повороту [10].

Комбінований спосіб керування (кінематичний із динамічним) у поєднанні із зчленованими ланками використовується на багатоланкових автопоїздах Летурно. Безступінчатє регулювання кутових швидкостей коліс у поєднанні з шарнірним з'єднанням ланок забезпечує високі показники прохідності й маневреності.

Проте поліпшення маневреності за рахунок застосування керованих осей (коліс) причіпних ланок призводить до погіршення стійкості руху автопоїздів.

До нестійкості прямолінійного руху призводять [10–12]:

- відведення убік від заданого напрямку руху, що визначається діючими на АТЗ силами і тому багато в чому залежить від взаємного розташування центру мас ланки автопоїзда і центру бічного відведення (точки нейтральної повороткості) й бічного метacentру ланок;
- перевищення значення або моменту збурюючої сумарної сили, або загального моменту відновлюючих та інерційних сил (проявляється у різкому збільшенні значень параметрів руху і швидкому досягненні ними граничних величин);
- збіг частот власних коливань і зовнішніх збурень, що приводить, у випадку лінійної системи, до резонансу і коливального зростання значень параметрів руху до досягнення ними граничних величин, а у випадку нелінійної системи – до встановлення вимушених коливань із постійною амплітудою;
- коливання з постійною амплітудою внаслідок передачі внутрішньої енергії АТЗ.

Для автопоїздів найбільш характерним видом нестійкості є втрата поперечної стійкості руху [10–12]. Проблема нестійкості прямолінійного руху автопоїздів вирішується спеціальними конструктивними заходами [10–12]. Причиною механічної нестійкості будь-якого АТЗ на пружних у боковому напрямку колесах є бічне відведення шин, тобто відхилення вектора абсолютної швидкості центру колеса від середньої подовжньої площини його обертання [13].

Під час прямолінійного руху автопоїзда, а також за синусоїдальної зміни кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання причіпних ланок із частотами 0,2–0,4 Гц. Збільшення швидкості руху автопоїзда викликає збільшення амплітуди коливань причіпних ланок, особливо останньої. У випадку використання керованої осі причепа спостерігається збільшення амплітуди її поперечних коливань (приблизно у два рази за вхідної частоти повороту керованих коліс 0,4–0,7 Гц), порівняно з некерованою [14], що призводить до погіршення стійкості руху автобуса. У технічній літе-

ратурі пропонується вирішення цієї проблеми шляхом підбору співвідношення мас ланок і відстані від центру мас до осі повороту, тобто вибір конструктивних параметрів причепа може бути основою для забезпечення стійкості руху автобуса.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є попереднє оцінювання стійкості руху гібридного автобуса особливо великого класу з активним причепом.

Оцінка стійкості руху гібридного автобуса особливо великого класу з активним причепом

У роботі [15] кут складання автопоїзда було використано для визначення відцентрового прискорення, що діє на причіпну ланку, і тим самим – і її стійкості у різних фазах повороту. Для лінеаризованої моделі кута складання складову відцентрового прискорення причепа f , що виникає при його обертанні навколо точки O_1 (рис. 1), записано у вигляді [15]

$$f = \frac{v^2}{L_1} \left(\frac{\gamma_1}{u_1} - \frac{c}{L_0} \gamma_0 \right) = v^2 E, \quad (1)$$

де f – складова відцентрового прискорення причепа; L_0 – база автобуса; L_1 – база причепа; γ_0 – середній кут повороту керованих коліс автобуса; γ_1 – кут складання автобуса; u_1 – передатне відношення приводу керування причіпною ланкою; c_0 – відстань від точки зчипки до керованої осі причепа.

Отже, величина f визначає бокову силу, що діє на причіпну ланку при проходженні автобусом повороту, і тим самим його поперечну стійкість. Оскільки визначальним для кожної фази повороту є кут повороту керованих коліс автомобіля-тягача γ_0 , то доцільно дослідити функцію $\frac{dE}{d\gamma_0}$ на екстремум [15].

Для вхідної перехідної траєкторії або першої фази руху автобуса

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \frac{1}{L_0} - \frac{L_1 + c}{L_1 L_0} \exp\left(-\frac{\gamma_0}{L_1 u_{np} k_1}\right). \quad (2)$$

При коловому русі автобуса або для другої фази повороту

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \frac{k_1(L_1 + c)}{L_1 L_0} R_0 \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma_0}{L_1 u_{np} k_1}\right) \right] \times \exp\left(-\frac{R_0 \phi}{L_1 u_{np}}\right). \quad (3)$$

Для вихідної перехідної траєкторії автопоїзда або третьої фази повороту

$$\frac{dE}{d\gamma_0} = \left\{ \frac{1}{R_0} + \frac{u_{np} k_2}{L_0} \left[c + L_1 \ln \frac{L_1}{(L_1 + c) \times k} \right] \right\}, \quad (4)$$

$$k = 1 + \frac{k_1}{k_2} \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma_0}{L_1 u_{np} k_1}\right) \right] \exp\left(-\frac{\phi}{L_1}\right);$$

де k_1 – режимний коефіцієнт повороту автобуса на вході в поворот; k_2 – режимний коефіцієнт повороту автобуса на виході з повороту; ϕ – кут повороту траєкторії руху автобуса.

Для прямолінійного руху автобуса

$$\frac{dE}{dS} = -\gamma_1(\tau_3) \frac{1}{L_1 u_{np}^2} \exp\left(-\frac{S}{L_1 u_{np}}\right). \quad (5)$$

Аналіз виразів (3) і (5) показує, що при коловому русі автобуса бічне прискорення монотонно зростає зі збільшенням кута повороту траєкторії. За умови, що кут повороту траєкторії ϕ досягає свого максимального значення, бічне прискорення також досягне свого максимального значення і далі змінюватися не буде. На вихідній прямолінійній траєкторії бічне прискорення монотонно зменшується до нуля.

Більш складний характер зміни бічного прискорення маємо на вхідній і вихідній перехідній траєкторії. Для вхідної перехідної кривої величина і напрямок складової бічного прискорення визначаються як компонувальними параметрами АТЗ – базою автобуса L_0 , середнім кутом повороту його керованих коліс γ_0 , базою причіпної ланки L_1 , відстанню від точки зчипки до осі причепа c_0 , так і передатним відношенням приводу керування колесами (віссю) причіпної ланки автобуса. Проте найбільш суттєво впливає на величину складової бічного прискорення положення точки зчипки автобуса із причепом.

Так, якщо $c = 0$, $\frac{dE}{d\gamma_0} > 0$, то складова бічного прискорення причіпної ланки монотонно зростає і визначається кутом складання автобуса у першій фазі повороту. Зважаючи на те, що у першій фазі повороту кут складання автобуса є незначним (не перевищує 10°), то і бічне прискорення буде незначним, бічна сила буде незначною і стійкість руху автобуса не буде порушено.

Більш цікавим є випадок, коли $c \neq 0$ (що є характерним для всіх шарнірно-з'єднаних автобусів). Тоді функція E має екстремум [15]

$$E_1 = -\frac{k_1 u_{np}}{L_0} \left(L_1 \ln \frac{L_1}{L_1 + c} + c \right) < 0, \quad (6)$$

причому інтервал зміни кута складання автопоїзда буде визначатися шляхом розв'язку трансцендентного рівняння

$$\gamma_1 L_0 - c u_{np} \gamma_0 = 0, \quad (7)$$

де $\gamma_0 = -L_1 u_{np} k_1 \ln \frac{L_1}{L_1 + c}$.

За умови, що складова бічного прискорення змінює свій знак на протилежний, бічна сила, що діє на причіп, буде спрямована до центру повороту, що може призвести до порушення стійкості руху шарнірно-з'єднаного автобуса. На вхідній перехідній траєкторії складова бічного прискорення також має екстремум за кутом повороту керованих коліс автобуса, що визначається як

$$\gamma_0 = \gamma'_0 + L_1 u_{np} k_2 \ln \frac{L_1}{(L_1 + c)k}. \quad (8)$$

Проте складова бічного прискорення не змінює свого знаку і тому є більш безпечною, порівняно із вхідною перехідною траєкторією. Отже оптимізацію компоувальних параметрів шарнірно-з'єднаного автобуса слід проводити виходячи із його руху на вхідній перехідній траєкторії.

Складова бічного прискорення на вхідній перехідній траєкторії визначається компоувальними параметрами як автобуса L_0 і c , так і причепа L_1 . Аналіз конструкцій сучасних шарнірно-з'єднаних автобусів показує, що

передній і задній звиси автомобіля змінюються в незначних межах ($L_{1,3}=1500-1600$ мм, $L_{3,3}=2500-2600$ мм), база автобуса $L_0=5300-5400$ мм, зміщення точки зчипки $c=1500-1600$ мм, база причепа $L_1=4500-4600$ мм, задній звис причепа $L_{3,3,п}=2000-2200$ мм, тобто сума величин бази автобуса, причіпної ланки і зміщення точки зчипки автобуса з причепом залишається майже незмінною і знаходиться в межах $17300...18000$ мм. Крім того, величина c також змінюється в незначних межах. Тому величину c можна взяти також величиною сталою і розглядати її разом із базою причепа: $L_1=L_1+c$. Таким чином, задача з трьома невідомими звелася до задачі з одним невідомим.

Для подальших розрахунків візьмемо: $L_a=L_0+L_1+c=18000$ мм, $L_a=5300...5400$ мм, $L_1=4500-4600$ мм; $L_a=L_0+L_{13}=(3000...4000) + 1500$ мм, $B=2500$ мм, $R_{3,г}=12500$ мм, $k_1=0,03$, $v_a=3$ м/с, $\gamma'_0 = \omega_0 = k_1 v_a = 0,09$ с⁻¹, $u_1=0,6-0,9$ ($\Delta u_1=0,05$), $u_1=1,0$ – некерована вісь напівпричепа.

Спочатку визначимо кут повороту керованих коліс шарнірно-з'єднаного автобуса для руху АТЗ по колу із зовнішнім габаритним радіусом $R_{3,г}=12,5$ м. Відповідно до рис. 1 із ΔOMN отримаємо:

$$ON = \sqrt{R_{3,г}^2 - L_A^2} \quad \text{або} \quad R = ON - \frac{B}{2} \quad i$$

$$\gamma_0 = \arctg \frac{L_0}{R}. \quad (9)$$

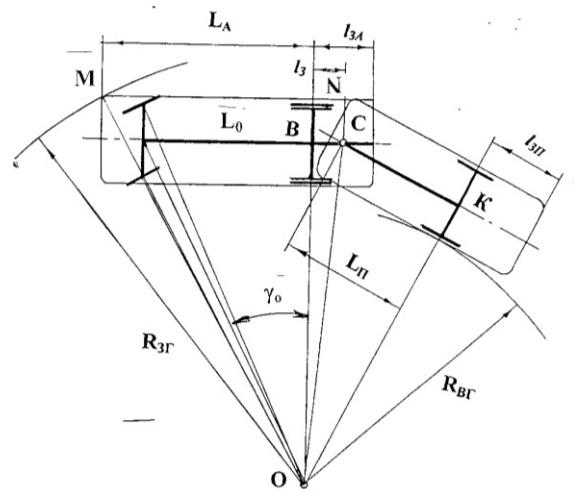


Рис. 1. До визначення габаритної смуги руху зчленованого автобуса

Після визначення кута повороту керованих коліс автобуса обчислюємо час руху АТЗ до досягнення цього кута γ_0 , тобто

$$t = \frac{\gamma_0}{\dot{\gamma}_0} = 110 \text{ с.}$$

Кут складання автопоїзда у першій фазі повороту визначається за виразом (8), кут повороту керованих коліс автомобіля-тягача, за якого складова бічного прискорення досягає свого максимального значення, – за виразом (7).

На рис. 2 зображені залежності складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача. З наведеного графіка випливає, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення автомобіля-тягача на входній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму, і таку базу слід застосовувати при виборі типу автомобіля-тягача під час комплектування автопоїзда.

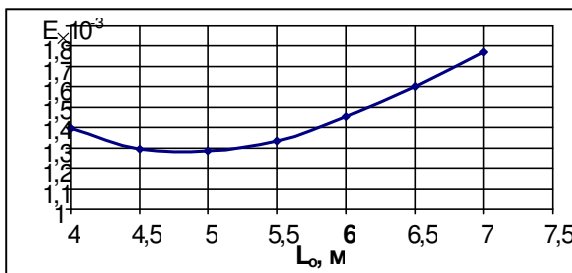


Рис. 2. Залежність параметра E від бази автобуса

Аналіз траєкторій руху причепа під час руху автопоїзда перехідними кривими показав, що кут складання автопоїзда у момент виходу причепа на перехідну траєкторію (із прямолінійної) не перевищує $2,3^\circ$, а зміщення траєкторії причепа відносно траєкторії тягача у цій точці – $0,14 \text{ м}$. Це дає можливість спростити алгоритм керування причепом, тобто починати поворот керованих коліс (осі) причепа в момент його виходу на криволінійну траєкторію із запізненням у часі на шлях проходження причепом відстані від точки зчіпки до керованої осі й визначати положення управляючої точки причепа за кутом складання автопоїзда або кутом повороту його керованих коліс. Виходячи з цього були побудовані траєкторії причепа під час руху автопоїзда перехідними траєкторіями, такими як «переставка», «змійка», за передатного відношення приводу керування причепом $u_1=0,8$.

Під час руху «переставкою» закон повороту керованих коліс автобуса задавався у вигляді, поданому на рис. 3, а [16]. Зміщення траєкторії руху причепа відносно траєкторії тягача за розробленого закону керування колесами причепа подано на рис. 4, а.

Аналогічні розрахунки були виконані й під час руху автопоїзда «змійкою» [16] (рис. 3, б та 4, б).

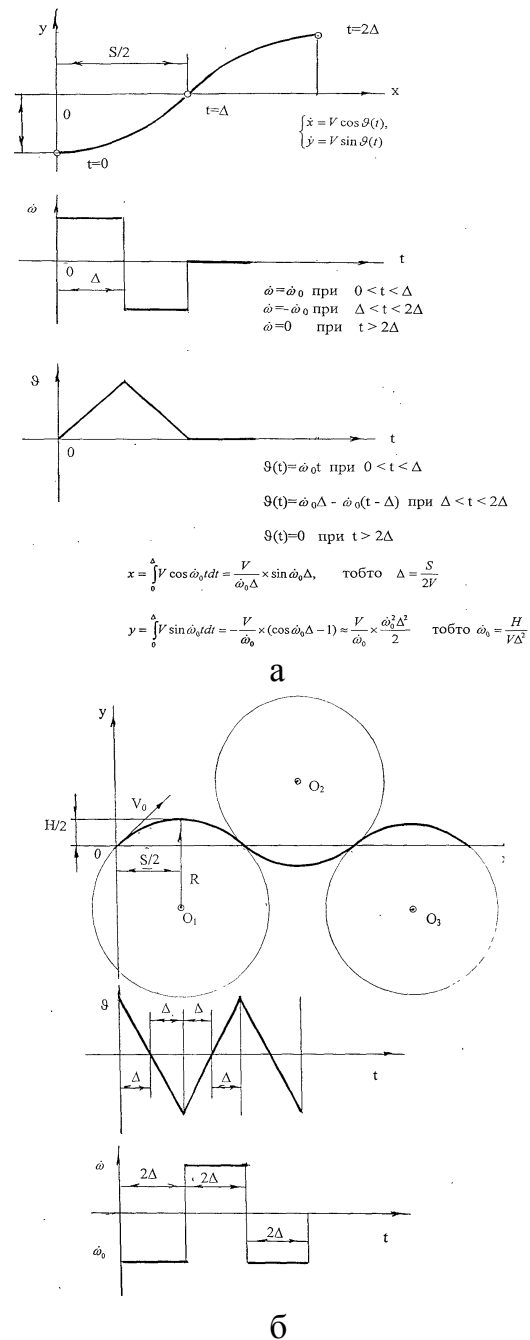


Рис. 3. До визначення параметрів руху автопоїзда під час руху «переставкою» (а) і «змійкою» (б)

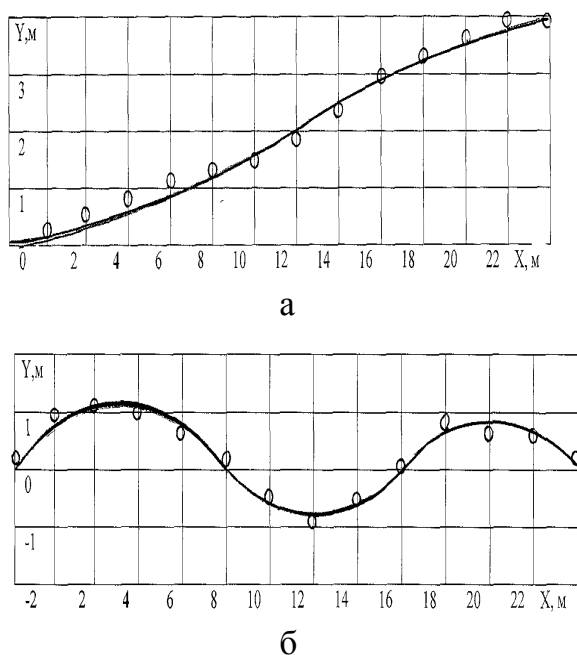


Рис. 4. Траєкторія причепа під час руху автопоїзда «переставкою» (а) і «змієюю» (б)

Аналіз наведених рисунків свідчить про задовільну роботу приводу керування. Максимальні відхилення траєкторії причепа відносно траєкторії тягача не перевищують 5,3 % під час руху «переставкою» і 5,2 % – під час руху «змієюю».

Висновки

Встановлено залежність складової бічного прискорення від бази шарнірно-з'єднаного автобуса, яка може слугувати одним з основних критеріїв стійкості автопоїзда. Показано, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму, що забезпечує необхідну стійкість автопоїзда, і таку базу слід обирати для шарнірно-з'єднаного автобуса.

Література

1. Давидяк С.І. Відкрите акціонерне товариство «Львівський автобусний завод» в нових умовах / С.І. Давидяк, Є.Т. Костів, В.В. Москальов, К.М. Атоян // Транспортна академія України. Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 1995. – №1. – С. 60–68.
2. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities, 2002. – No L67 / 47 – 49.
3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1986. – 138 с.
4. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 225 с.
5. Конструкция и расчет автомобильных поездов / Я.Х. Закин, М.М. Щукин, С.Я. Марголис и др.; под ред. Я.Х. Закина. – Л.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
6. Енглезі О.А. Вибір та обґрунтування типу приводу керування напівприцепом триланкового сидельно-причіпного автопоїзда / О.А. Енглезі // Вісник Національного транспортного університету. – 2007. – Вип. 15. – С. 149–154.
7. Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, М.М. Горбаха, В.М. Придюк, В.П. Оницьук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2010. – №13. – С. 72–75.
8. Тимков А.Н. Обзор конструкций современных прицепов и полуприцепов / А.Н. Тимков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів // Науковий журнал. – 2002. – Вип. 15. – С. 223–225.
9. Поляков В.М. Доцільність використання для міських перевезень автобусів особливо великого класу та перспективи їх випуску в Україні / В.М. Поляков, Г.А. Філіпова // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2002. – Вип. 5. – С. 8–10.
10. А.с. №1474015 СССР. – МКИ В 62 Д 11/08 В 60 Т 13/26. Устройство для управления движением транспортного средства / Г.А. Константинов, М.А. Подригалю, О.В. Ущенко, А. Н. Лысенко, С.М. Панасенко. – № 4286410/31-11;

- заявл. 17.07.87; опубл. 23.04.89, Бюл. № 15.
11. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин / А.А. Бобошко. – Х.: ХНАДУ, 2006. – 172 с.
 12. Ванцевич В.В. Регулирование мощности в двигателе, как средство управления динамикой колесных машин / В.В. Ванцевич, М.С. Высоцкий, Д.А. Дубовик // Автомобильная промышленность. – 2004. – №1. – С. 13–16.
 13. Акопян Р. А. К вопросу оценки влияния конструктивных параметров подвески на устойчивость движения автобусов / Р.А. Акопян, В. В. Макаров // Автомобильная промышленность. – 1977. – №2. С. 25–28.
 14. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов, Н.Ф. Бочаров и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
 15. Маланин В.В. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепа на повороте / В.В. Маланин, А.Г. Юрлов // Автомобильная промышленность. – 1975. – №8. – С. 19–20.
 16. Сахно В.П. До попередньої оцінки стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Босенко, П.О. Гуменюк // Вісник Національного транспортного університету. – 2014. – Вип. 29. – С. 370–378.
- Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.
- Стаття надійшла до редакції 22 вересня 2016 р.
-