

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, sakhno@ntu.edu.ua

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет

Мурований Ігор Сергійович, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет

Селезньов Вадим Едуардович, аспірант, Луцький національний технічний університет

ДО ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ РУХУ ГІБРИДНОГО АВТОБУСА ОСОБЛИВО ВЕЛИКОГО КЛАСУ З АКТИВНИМ ПРИЧЕПОМ

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

В умовах розрізненості виробництва й обмеженості випуску при широкій гамі типорозмірів і модифікацій важлива роль належить швидкому створенню конструкцій, що можливо лише за умови широкої уніфікації автобусів. На цій основі привабливою виглядає ідея створення шарнірно-з'єданого гібридного автобуса надвеликої місткості загальною довжиною понад 18 м.

При розробці будь-якого автобуса, у тому числі і автобуса надвеликої місткості, повинні бути враховані масові та геометричні обмеження, що закладені у нормативних документах, зокрема у ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002.

Для поліпшення маневреності 18-метрових автобусів варто керувати колесами причіпної секції. При цьому синтез закону керування представляє досить складну задачу, але її вирішення у ряді випадків дозволяє суттєво зменшити габаритну смугу руху автобуса. Проте, поліпшення маневреності за рахунок застосування керованих осей (коліс) причіпних ланок призводить до погіршення стійкості руху автопоїзда.

При прямолінійному русі автопоїзда, а також при синусоїдальній зміні кута повороту керованих коліс тягача спостерігаються резонансні кутові коливання причіпних ланок з 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 в два рази при вхідній частоті повороту керованих коліс 0,4...0,7 Гц) у порівнянні з некерованою, що призводить до погіршення стійкості руху автобуса. У технічній літературі 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. При цьому кут складання автопоїзда може бути

використано для визначення відцентрового прискорення, що діє на причіпну ланку, і тим самим і її стійкість у різних фазах повороту.

Показано, що для лінеаризованої моделі кута складання складова відцентрового прискорення причепа при коловому русі автобуса монотонно збільшується зі збільшенням кута повороту траєкторії. За умови, що кут повороту траєкторії досягає свого максимального значення, бічне прискорення також досягне свого максимального значення і далі змінюватися не буде. На прямолінійній траєкторії бічне прискорення монотонно зменшується до нуля.

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

На рис. 1 зображені залежності складової бічного прискорення від бази автомобіля-тягача. З наведеного графіка слідує, що існує деяка оптимальна база, за якої бічні прискорення автомобіля-тягача на вхідній перехідній траєкторії досягають свого мінімуму і таку базу слід застосовувати при виборі типу автомобіля-тягача при комплектуванні автопоїзда.

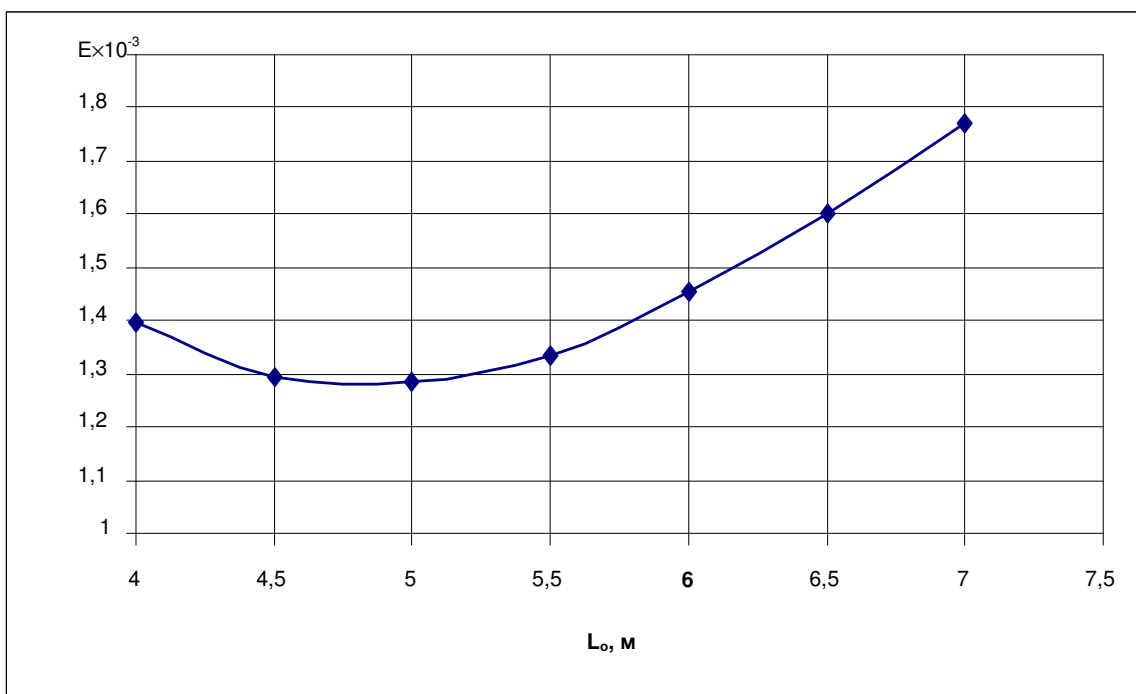


Рисунок 2 – Залежність параметра E від бази автобуса

Аналіз траєкторій руху причепа при русі автопоїзда перехідними кривими показав, що кут складання автопоїзда у момент виходу причепа на перехідну траєкторію (з прямолінійної) не перевищує $2,3^0$, а зміщення траєкторії

напівпричепа щодо траєкторії тягача у цій точці – 0,14 м. Це дає можливість спростити алгоритм управління 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 і визначати положення управляючої точки причепа за кутом складання автопоїзда або кутом повороту його керованих коліс. Виходячи з цього були побудовані траєкторії причепа при русі автопоїзда перехідними траєкторіями такими як «переставка», «змійка» за передаточного відношення приводу управління причепом $u_1=0,8$.

На рис.2 наведені траєкторії руху причіпної секції автобуса щодо траєкторії тягача за розробленого закону управління напівпричепом при русі автопоїзда «переставкою» і «змійкою».

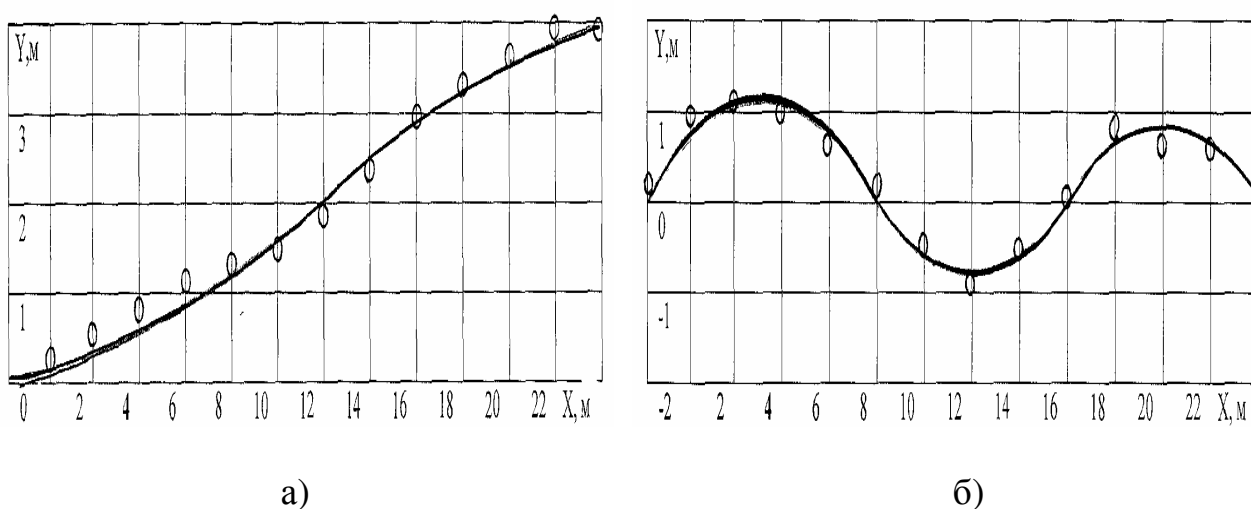


Рисунок 2 – Траєкторія причепа при русі автопоїзда «переставкою» (а) і «змійкою» (б)

Аналіз наведених рисунків показує на задовільну роботу приводу управління. Максимальні відхилення траєкторії причепа щодо траєкторії тягача не перевищують 5,3% при русі «переставкою» і 5,2% - при русі «змійкою».

Таким чином, встановлена залежність складової бічного прискорення від бази шарнірно з'єданого автобуса, яка може слугувати одним із 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 обрати для автобуса при комплектуванні автотранспортного засобу.