

УДК 629.3.076

КРАЙНИК Л.В., ВАТ “Укравтобуспром” (м. Львів)
ПОПОВИЧ В.В., Національний університет “Львівська політехніка”

ОПТИМІЗАЦІЯ КІНЕМАТИКИ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ ТА КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ ШАСІ АВТОБУСА З ДВЕРМИ У ПЕРЕДНЬОМУ ЗВІСІ

В статті розглянуті особливості використання шасі для автобуса А074. Особливу увагу приділено погодженню роботи рулевого управління та підвіски шасі. Наведено результати гальмівних випробувань шасі з різними схемами рулевих управлінь.

Автобуси малого класу традиційно базуються на шасі або агрегатній базі середньотоннажних вантажівок з передньомоторною компоновкою (ПАЗ-3204, ПАЗ-3205, Богдан А091, Богдан А092, Еталон А079 та ін.) Недоліком такої компоновки є зменшення корисної площі салону, розміщення передніх дверей у базі автобуса, підвищені вимоги до шумоізоляції салону, ускладнення обліку пасажирів водієм під час роботи автобуса в режимі маршрутного таксі.

Ріст популярності малих автобусів та, відповідно, обсягів їхнього виробництва зумовив розробку як спеціалізованих шасі, так і несучих автобусних кузовів зі зміщеним вперед на 600...700 мм силовим агрегатом. Це дає змогу розмістити пасажирські двері у передньому звисі кузова й суттєво поліпшити компоновку пасажирського салону, збільшивши кількість місць для сидіння та пасажирообмін.

Розглянемо опис автобуса такого типу (модель А074, розробленого ВАТ “Укравтобуспром”). Автобус (рис. 1) призначений для перевезення пасажирів приміськими та міськими маршрутами. Кузов автобуса встановлений на рамі шасі.



Рисунок 1 – Загальний вигляд автобуса моделі А074

Каркас кузова зварений з труб прямокутного профілю. Двоє одностулкових дверей з пневмоприводом розташовані в передньому та задньому звисі автобуса. Кількість крісел для пасажирів – 20, а максимально допустима кількість пасажирів – 41. Робоче місце водія відокремлене від салону. Габаритні розміри автобуса: довжина – 7190 мм, ширина – 2240 мм, висота – 2840 мм. Балка переднього моста – кована

двотаврового профілю. На ній змонтовано два поворотні кулаки.

Повертання передніх коліс здійснюється від кермового механізму 1 (рис. 2, а) через сошку, поздовжню тягу 2, лівий поворотний кулак 5, поперечну тягу 6 й правий поворотний кулак 7. На відміну від схеми (рис. 2, а) у схемі (рис. 2, б) рух від сошки

кермового механізму передається через дві поздовжні тяги 2, 4, які з'єднані з маятниковим важелем 3.

Технічна характеристика автобуса моделі А074

Маса спорядженого автобуса, кг	4950
Технічно-допустима маса автобуса, кг	7950
Максимальна швидкість руху повністю завантаженого автобуса, км/год	90
Двигун	дизельний, рядний, чотиритактний
Кількість циліндрів двигуна	4
Робочий об'єм двигуна, л	3,168
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	88 (119)
Коробка передач	механічна, п'ятиступенева
Колеса	215/75 R=17,5
Кермовий механізм	з гідروпідсилювачем

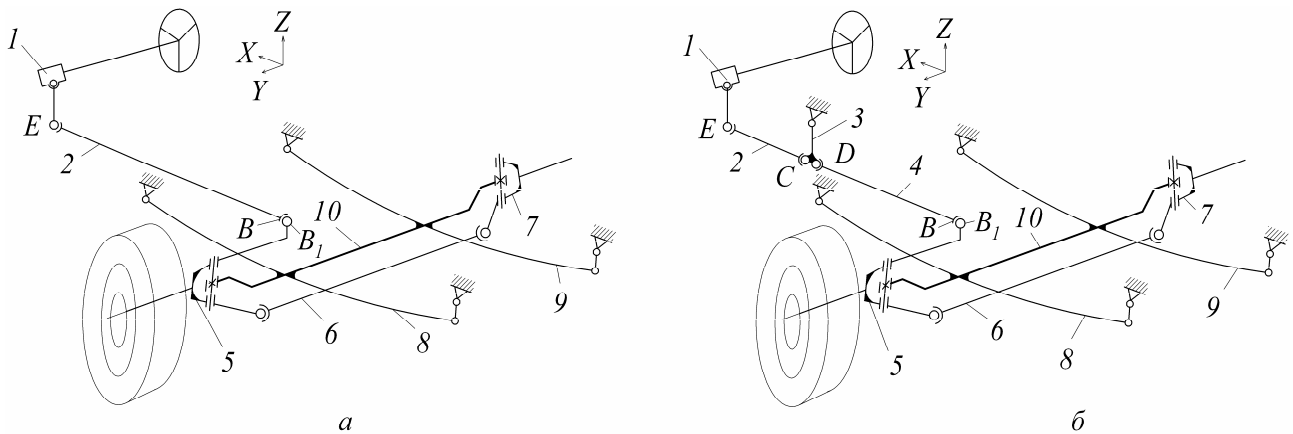


Рисунок 2 – Кінематична схема кермового приводу і підвіски автобуса А074:

а – варіант із суцільною поздовжньою тягою; б – варіант із розрізною поздовжньою тягою; 1 – кермовий механізм; 2, 4 – поздовжня тяга; 3 – маятниковий важіль; 5 – лівий поворотний кулак; 6 – поперечна тяга; 7 – правий поворотний кулак; 8, 9 – ресора; 10 – балка моста

Механічне перенесення кінематичних схем кермового приводу та передньої підвіски з класичних передньомоторних безкапотних вантажівок (з двигуном над передньою віссю) на шасі автобуса А074 призвело до значного видовження поздовжньої тяги 2 (рис. 2, а). Гальмівні випробування цього автобуса показали негативні результати. Наприклад, під час випробувань шасі з однією поздовжньою кермовою тягою при швидкості 20 км/год відведення передніх коліс вліво становило 0,2 м; при 30 км/год – 0,5 м; при 50 км/год – 1 м (рис. 3, а). Причиною була значна неузгодженість кінематики кермового приводу та підвіски.

Результати випробувань вимагали внесення змін у кінематику кермового приводу та підвіски. Тому виникла необхідність оцінити, наскільки неузгоджувались траєкторії руху двох ланок кульового шарніра $B-B_1$ (рис. 2, а) – поздовжньої тяги 2 (В) і

лівого поворотного кулака 5 (B_1) при деформації ресор під час прямолінійного руху автобуса. В цьому випадку сошка перебувала в середньому умовно нерухомому положенні, а поздовжня тяга в разі деформації ресор, зумовленої нерівністю дороги, поверталась по радіусу R навколо кульового пальця сошки (точка E). Приведемо цей радіус до вертикальної площини XOZ , яка проходить через точку E і паралельна до поздовжньої осі автобуса.



Рисунок 3 – Результати гальмових випробувань шасі автобуса А074:
а – кермовий механізм з однією поздовжньою тягою; б – кермовий механізм з двома поздовжніми тягами

Точка B (рис. 4, *a*) тяги 2 переміщається по дузі радіуса R навколо точки E . Значення абсциси точки B , коли вона перейшла в положення Q , визначаємо як $x = EB - EW$ або

$$x = R - \sqrt{R^2 - t^2}. \quad (1)$$

Задаючи числові значення t ординат точки B тяги через кожні 10 мм і підставляючи їх у формулу (1) визначаємо відповідні абсциси на дузі радіуса $R = 1265$ мм. За координатами одержаних точок побудований графік 1 (рис. 5, *a*).

Розрахуємо також траєкторію кульового шарніра поворотного кулака для випадку уявно від'єднаної від нього поздовжньої тяги. Положення точки B_1 пов'язано з деформацією ресори. Прив'яжемо цю точку до нейтральної лінії корінного листа ресори через відрізок B_1B_0 . Точка B_0 лежить на нейтральній осі корінного листа довжиною L . З достатньою для практики точністю приймемо, що нейтральна лінія корінного листа ресори є дугою кола радіусом R_1 при вертикальному навантаженні від нуля до максимуму. Знехтуємо також дуже малим зміщенням точок B_0 і B_1 у вертикальному напрямку (вздовж осі OZ), зумовленим зміщенням центра вушка ресори, яке з'єднане з сергою. Це означає, що центр цього вушка переміщається лише горизонтально паралельно осі OX . Таким чином, значення абсциси x_1 точки B_0 визначаємо за формулою:

$$x_1 = 2 \cdot p \cdot R_1 \cdot \frac{\arcsin \frac{L}{2R_1}}{360} - \frac{L}{2}. \quad (2)$$

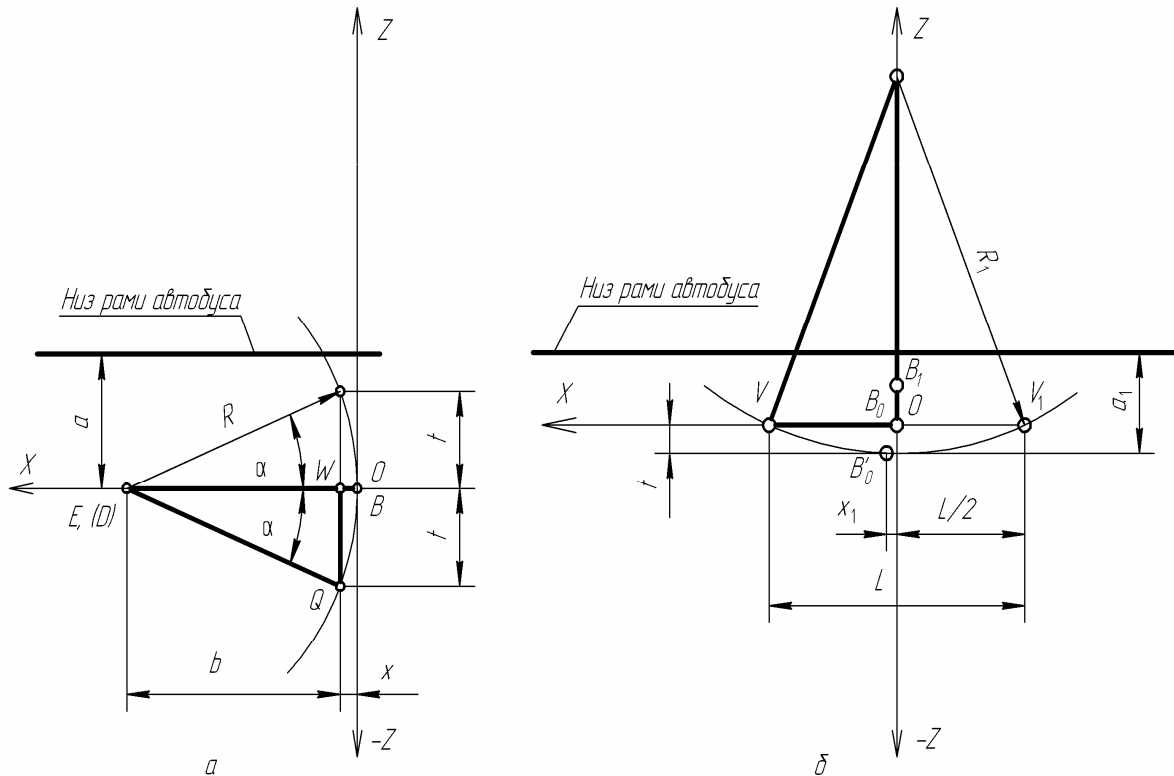


Рисунок 4 – Розрахункові схеми:

а – для визначення траєкторії точки В поздовжньої тяги 2; б – для визначення траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака 5, VB_0V_1 – корінний лист ресори у випрямленому положенні, VB'_0V_1 – у зігнутому положенні

Відлік починаємо від випрямленого корінного листа VB_0V_1 , який рухаючись вниз, викривляється по дузі змінного радіуса R_1 , що постійно зменшується з переміщенням ресори вниз або вгору. Формула (2) описує також траєкторію точки B_1 , якщо довжина B_1B_0 значно менша за L . Задаючись значеннями ординати точки B_0 через кожні 10 мм, знайдемо відповідні значення абсцис x_1 , використавши формулу (2). Отримані результати справедливі також для точки B_1 , для якої побудуємо графік 2 (рис. 5, а). Вони свідчать про значні розходження траєкторії точки B (див. рис. 2, а) поздовжньої тяги 2 і траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака. При значеннях $Z = \pm 100$ мм розходження Δx траєкторій становить 6 мм. Таке розходження й зумовило негативні результати при випробуваннях.

Тому було запропоновано замінити видовжену тягу двома тягами 2 і 4 (рис. 2, б) з проміжним маятником 3. Це дало змогу зменшити приведений радіус повороту тяги до значення $R_1 = 830$ мм. Зроблені за формулами (1) і (3) розрахунки траєкторій зображені на рис. 5, б у вигляді графіків 1 і 2. Завдяки зменшенню радіуса тяги від 1265 (рис. 5, а) до 830 мм (рис. 5, б) вдалось знизити розбіжність траєкторій Δx_1 при $Z = \pm 100$ мм до 4 мм, що позитивно вплинуло на результати гальмових випробувань (див. рис. 3, б).

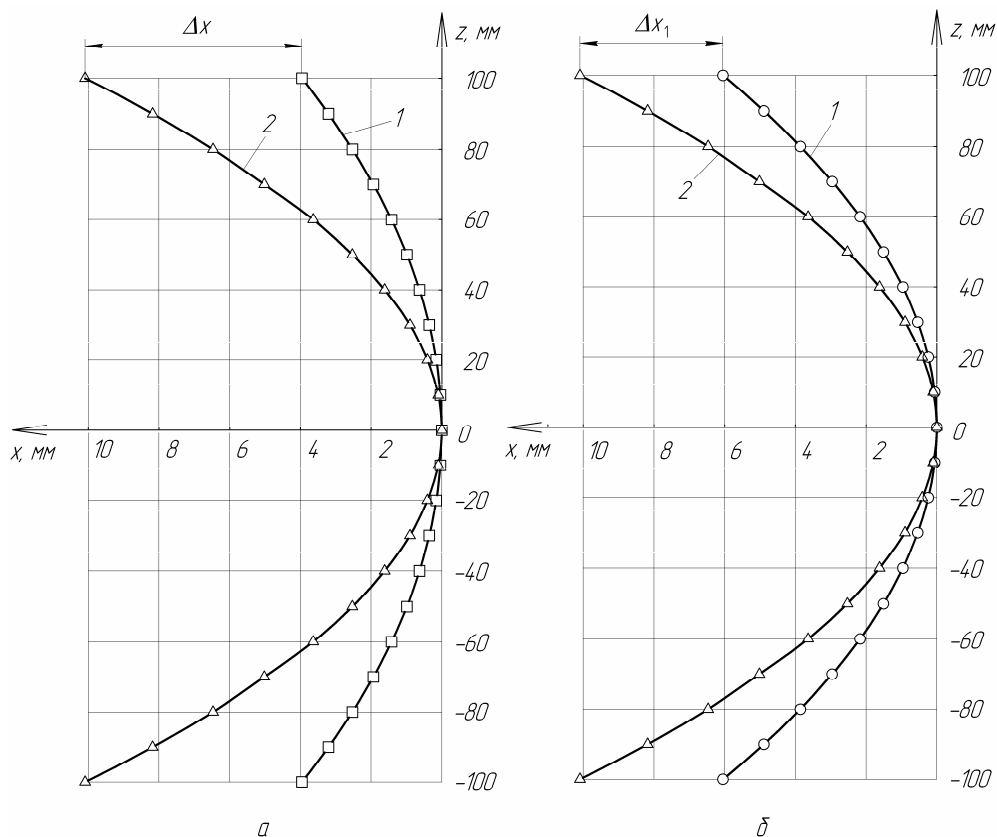


Рисунок 5 – Розрахункові траєкторії точки В (графік 1) і точки В₁ (графік 2)
 а – для кермового механізму з однією поздовжньою тягою (R=1265 мм),
 б – для кермового механізму з двома поздовжніми тягами (R=1265 мм)

Висновок

При поздовжньому розміщенні кермового механізму автобусів вагонної компоновки з пасажирськими дверми у передньому звісі, що перевищує 1000 мм від осі передньої підвіски, недопустиме застосування суцільних поздовжніх тяг кермового приводу, так як внаслідок надмірного розузгодження кінематики передньої підвіски та кермового приводу відбувається втрата прямолінійності руху автобуса при екстремому гальмуванні. Відповідно такі конструкції не можуть бути сертифіковані й допущені до експлуатації згідно з вимогами ДСТУ UN/ECE R13-09:2002.

Список літератури: 1. Раймпель И. Шасси автомобиля. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с. 2. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 344 с. 3. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с. 4. Чайковский И.П. Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с. 5. Гурфинкель Э.А. О несоответствии кинематики рулевого привода и подвески автобуса// Труды ВКЭИ автобуспрома. – Львов, 1983. – С. 55–63. 6. ДСТУ UN/ECE R13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і O стосовно гальмування. – К.: Держстандарт України, 2002. – 196 с.