

В.П. Сахно, д.т.н., проф.
В.М. Поляков, к.т.н., доц.
Р.М. Марчук, аспір.
П.О. Гуменюк, аспір.

Національний транспортний університет

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА МАНЕВРНОСТІ ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

Проведеними дослідженнями встановлено, що при найбільш типовому повороті на 90° сідельно-причіпний автопоїзд, типу “B-double” і автопоїзд з підкатним візком “Dolly” задовольняють вимозі з величини габаритної смуги руху, проте на усталеній круговій траєкторії за обраних передаточних відношень приводів управління жоден з них не задовольняє вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC. Із цього слідує, що для триланкових автопоїздів потрібен принципово другий привід управління, яким може бути подвійний привід управління.

Вступ. Ефективну і стабільну роботу промисловості, сільського господарства, нормальні умови життя населення забезпечує складна і розгалужена транспортна система, особливу роль в якій займає автомобільний транспорт. З метою підвищення ефективності автоперевезень, скорочення витрати палива і токсичності відпрацьованих газів на одиницю вантажу, що перевозиться, з 1998 р. скандинавські країни Швеція і Фінляндія змінили вимоги до довжини і повної маси автопоїздів до 25,25 м і 60 т, зберігши при цьому вимоги Директиви 2002/7/EC [1] до осьових навантажень. Дозволена експлуатація трьох компоновувальних схем автопоїздів. Перша – сідельно-причіпний автопоїзд, у якого до серійного напівпричепа причеплено двовісний причіп, зазвичай з центрально розташованими осями (рис. 1, а). Друга – автопоїзд, сформований з тривісного тягача+п’ятивісного причепа, виконаного на базі серійного тривісного напівпричепа на двовісному підкатному візку (рис. 1, б). Третя – автопоїзд типу “B-double”, до складу якого входять два напівпричепа, перший з яких спеціальної конструкції, підсилений для зчеплення із другим типовим напівприцепом (рис. 1, в). При цьому зберігається модульність конструкції рухомого складу [2].

Появу таких автопоїздів, корисний об’єм кузова яких складає біля 150 м³, очікувалась міжнародними перевізниками, але, на жаль, дорожнє і транспортне законодавства до цих пір не готові до цього ані в ЄС (окрім Швеції і Фінляндії), ані в країнах СНД.

Основу триланкових автопоїздів, що сьогодні знаходяться в експлуатації, складають автомобілі-тягачі компанії Scania, а також причіпна техніка компанії Krone – тривісні напівпричепа SD-27, дво- та тривісні причепа з наближеними осями ZZ-18 (ZZ-27), дво- та тривісні причепа з рознесеними осями з передньою поворотною віссю AZ-18 (AZ-27), двовісний підкатний візок «Dolly».

Окремі питання маневреності триланкових автопоїздів розглянуто в роботах [1–6], проте узагальнена характеристика показників маневреності таких автопоїздів на сьогодні відсутня.

Метою роботи є порівняльна характеристика маневреності сучасних триланкових автопоїздів різних компоновувальних схем.

Викладення основного матеріалу. Аналіз компоновувальних схем сучасних триланкових автопоїздів (рис. 1), які побудовані за модульним принципом, показує, що будь-яка компоновувальна схема може бути зведена до схеми з напівприцепом на підкатному візку (у подальшому автопоїзд). Такий автопоїзд складається з автомобіля-тягача, підкатного візка (Dolly) і тривісного напівпричепа (рис. 1, б), який, з погляду кінематики, що визначає маневреність, трансформується у схему триланкового сідельно-причіпного автопоїзда (рис. 1, а), у якого напівпричіп опирається на сідельно-зчіпний пристрій тягача, а підкатний візок перетворюється в причіп; у схему “B-double” (рис. 1, в), в якій підкатний візок трансформується у напівпричіп; у схему з двома причепами, коли підкатний візок і напівпричіп трансформуються в причепа (сьогодні така схема майже не використовується із-за низьких показників стійкості руху).

Для забезпечення необхідних показників маневреності кожен елемент автопоїзда повинен вписуватись у коло з внутрішнім радіусом 5,3 м і зовнішнім – 12,5 м. Визначення дійсних радіусів повороту може бути здійснено як аналітичними, які базуються на математичних моделях, так і експериментальними методами.

При розробленні математичних моделей, через їх складність, доводиться вносити певні корективи – спрощення і припущення, які б незначно впливали на кінцевий результат (результати мали допустиму похибку), але й давали б можливість значно скоротити час і спростити складання самої моделі.

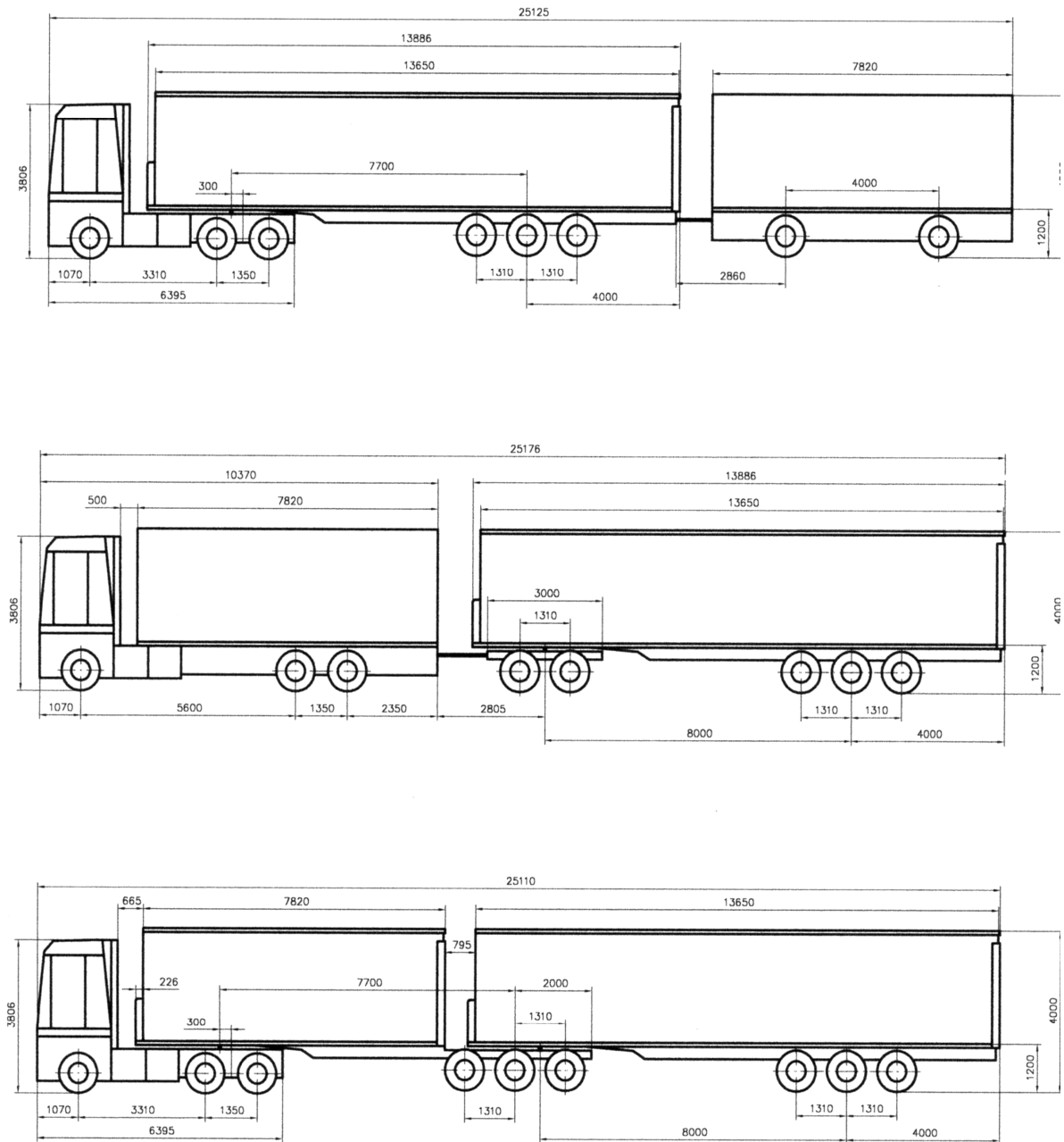


Рис. 1. Компонувальні схеми триланкових автопоїздів: а) седельно-причпінний; б) седельний з підкатним візком Dolly; в) автопоїзд типу "B-double"

Так, враховуючи прикладний характер методів аналізу, викладених нижче для визначення маневрових властивостей триланкових автопоїздів, і у нашій моделі прийнято ряд припущень та обмежень, щоб суттєво спростити моделі і зробити їх доступними для широкого практичного використання.

Відповідно до досліджень Я.Х. Закіна [3], Я.Є. Фаробіна [4], науковців Національного транспортного університету [5–6], показники маневреності автопоїзда можна визначати за жорстких у бічному напрямку колесах. При цьому вважається, що опорна поверхня, по якій відбувається криволінійний рух автопоїзда, строго горизонтальна і має покращане покриття, яке не створює значного опору руху.

Елементарні кінематичні ланки, що належать до складу автопоїзда, розглядаються в подальшому як абсолютно жорсткі тіла, без врахування можливих внутрішніх деформацій пружних елементів, які належать до його складу, тому вертикальні переміщення центра мас ланок і нахил їх підресорних мас виключаються.

Рух елементарної кінематичної ланки, якщо про це не буде сказано особливо, вважається обмеженим неголономним зв'язком, тобто напрямком швидкостей всіх точок ходової осі ланки їй перпендикулярні [3]. Бокове відведення еластичних шин коліс і рух ланки вздовж її ходової осі вважається неможливим. Це важливе припущення призводить до того, що проекції поздовжньої осі ланки першого роду і діаметральної площини середнього наведеного колеса ланки другого роду на опорну поверхню завжди дотичні до траєкторії головних їх точок.

Якщо відому або задану траєкторію направляючої точки елементарної кінематичної ланки, можна будь-яким методом знайти траєкторію головної точки, тобто середину ходової осі ланки, і, відповідно, положення елементарної кінематичної ланки буде визначеним [3].

Якщо ланка першого роду має двовісний візок, то за головну точку такої ланки приймається деяка точка, що лежить на поздовжній осі ланки між ходовими осями візка. Якщо в подальшому це не буде спеціально зазначено, то вважається, що головна точка ланки лежить точно посередині між ходовими осями.

Шарнірні з'єднання з вертикальною віссю елементарних кінематичних ланок автопоїздів дозволяють їм здійснювати безперешкодне переміщення в горизонтальній площині.

Криволінійний рух автопоїзда можна характеризувати основною траєкторією автомобіля-тягача і траєкторіями головних точок причіпних ланок. Основна траєкторія складається з трьох ділянок: кругової траєкторії і двох перехідних – вхідної і вихідної. Кругова з постійним радіусом, що визначає нормовані показники маневреності автопоїзда, залежить лише від геометричних параметрів автомобіля-тягача і напівпричепа або причепа. Форми перехідних траєкторій залежать не тільки від геометричних, але і від кінематичних параметрів автомобіля-тягача: кутової швидкості повороту керованих коліс і поступальної швидкості руху автопоїзда на повороті [3]. Габаритна смуга криволінійного руху багатоланкового автопоїзда, на відміну від смуги прямолінійного руху, має складну форму, обмежену проекціями траєкторій на горизонтальну площину зовнішнього, відносно центра повороту, крила автомобіля-тягача і задньої частини причепа чи напівпричепа. Габаритну смугу руху (ГСР) автопоїзда на повороті визначає головна траєкторія автомобіля-тягача і зміщення траєкторії причепа чи напівпричепа від основної траєкторії до центра повороту, тобто при розгляданні питань кінематики повороту триланкового причіпний автопоїзд з некерованими причіпними ланками (підкатним візком і напівприцепом) можна звести до двовісного автомобіля-тягача, одновісного підкатного візка і одновісного напівпричепа.

Розглянуто рух першої пари ланок триланкового автопоїзда (рис. 2), що складається з двовісного автомобіля-тягача і одновісного підкатного візка (причепа), що має неповоротну ходову вісь і винесення S_0 точки зчеплення тягача з причепом O'_0 , через що виникає кут α_0 . Поздовжні осі автомобіля-тягача і причепа повернуті по відношенню до вихідного прямолінійного положення вздовж осі x відповідно на кути ψ_0 і ψ_1 .

З трикутника aO'_0b , маємо $\gamma_1 = \psi_0 - \psi_1$. Диференціювання цього рівняння для першого причепа дає рівняння [3]:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{d\psi_0}{dt} - \frac{d\psi_1}{dt} = \omega_0 - \omega_1. \quad (1)$$

Рівняння (1) для напівпричепа записано:

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_1 - \omega_2, \quad (2)$$

де γ_2 – кут складання між підкатним візком і напівприцепом; ω_1 і ω_2 – абсолютні кутові швидкості повороту підкатного візка і напівпричепа.

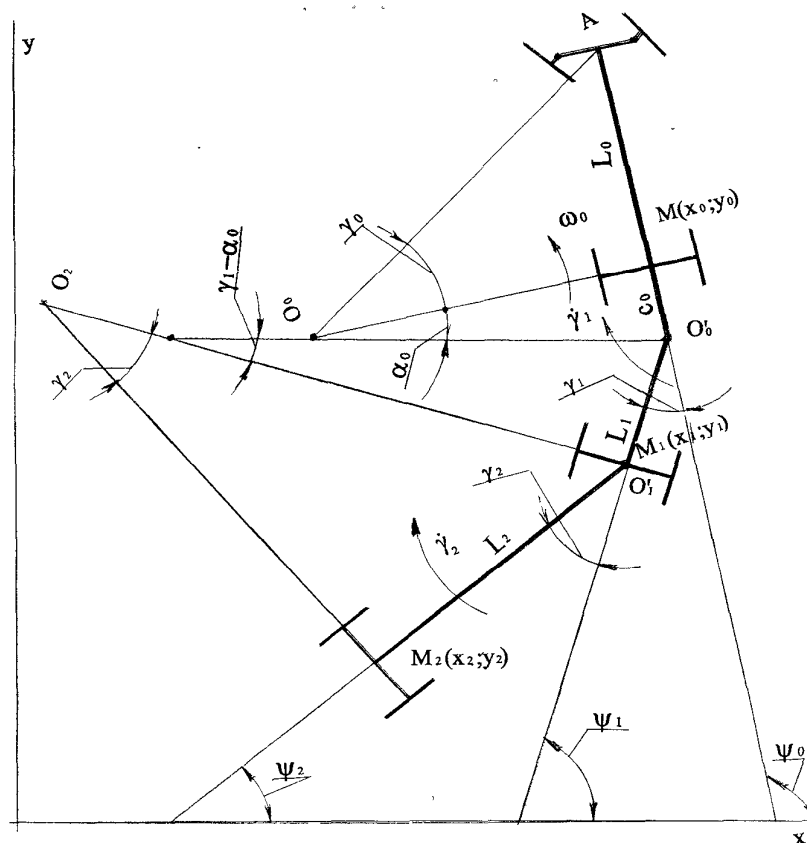


Рис. 2. Схема триланкового автопоїзда на повороті

Рух триланкового причіпного автопоїзда описано системою диференціальних рівнянь типу (2) [3]:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_0 - \omega_1, \\ \frac{d\gamma_2}{dt} &= \omega_1 - \omega_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Записана система рівнянь (3) дає можливість отримати значення кутів складання, залежно від конструктивно-геометричних факторів і режиму руху автопоїзда. Для цього необхідно розгорнути рівняння (3) і визначити співвідношення $\overline{O_0O'_0}/\overline{O_1O'_0}$ для першої пари автомобіль-тягач+підкатний візок і другої пари підкатний візок+напівпричіп $\overline{O_1O'_1}/\overline{O_2O'_1}$.

Згідно зі схемою криволінійного руху автопоїзда (рис. 2), записано:

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{O_0M}{\cos(\alpha_0)}. \quad (4)$$

Але з трикутника O_0MA отримано вираз:

$$\frac{L_0}{O_0M} = \operatorname{tg}(\gamma_0) \Rightarrow O_0M = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0)}, \quad (5)$$

$$\overline{O_0O'_0} = \frac{L_0}{\operatorname{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)}. \quad (6)$$

Тоді з трикутника $O_1O'_0M_1$ отримано:

$$\overline{O_1O'_1} = \frac{L_1}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}, \quad (7)$$

$$\frac{\overline{O_1M_1}}{\sin(\pi/2 - \gamma_1 + \alpha_0)} = \frac{L_1}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}, \quad \overline{O_1M_1} = \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}. \quad (8)$$

Згідно з отриманими рівняннями, невідомими залишаються ще значення вектора $O_1O'_1$. Його значення знайдено з трикутника $O_1O'_1M_1$:

$$\overline{O_1O'_1} = \frac{\overline{O_1M_1}}{\cos \alpha_1}. \quad (9)$$

Після підстановки виразу (8) у (9), отримаємо:

$$\overline{O_1O'_1} = \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}. \quad (10)$$

Після визначення вектора $\overline{\hat{I}_1\hat{I}'_1}$ знайдено вектор $\overline{O_2O'_1}$ (рис. 2). З трикутника $O_2M_2O'_1$ отримаємо:

$$\overline{O_2O'_1} = \frac{L_2}{\sin \gamma_2}. \quad (11)$$

Тепер, взявши до уваги (1), можливо переписати систему рівнянь (2) у розгорнутому вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_0 \left(1 - \frac{L_0}{\text{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (12)$$

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_1 \left(1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_2)}{L_2} \right). \quad (13)$$

Отримана система рівнянь описує залежності кутів складання триланкового причіпного автопоїзда для різних стадій його повороту. Для її практичного застосування необхідно виконати ще ряд перетворень.

Отже, якщо прийняти, що точка O'_0 рухається зі сталою швидкістю V_0 , то, відповідно, всі точки автомобіль-тягач обертатимуться навколо миттєвого центра швидкостей O_0 з кутовою швидкістю ω_0 , яка, в свою чергу, може бути визначена:

$$\omega_0 = \frac{V_0}{O_0M} = \frac{V_0 \cdot \text{tg}(\gamma_0)}{L_0}. \quad (14)$$

Тоді перша причіпна ланка – підкатний візок обертатиметься навколо миттєвого центра швидкостей O_1 з кутовою швидкістю ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\omega_0 \cdot \overline{O'_0O_0}}{\overline{O_1O'_0}} = \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1 \cdot \cos(\alpha_0)}. \quad (15)$$

Тепер систему диференціальних рівнянь можна представити у вигляді:

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \frac{V_0 \cdot \text{tg}(\gamma_0)}{L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\text{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (16)$$

$$\frac{d\gamma_2}{dt} = \frac{V_0 \cdot \sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1 \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left(1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_2)}{L_2} \right). \quad (17)$$

Зміна кутів складання у часі є не зручною для використання при русі автопоїзда по криволінійній траєкторії.

Відомо [3], що $\gamma_0 = K_{\Pi} \cdot V_0 \cdot t$. Тоді, якщо швидкість залишається незмінною, $d\gamma_0 = K_{\Pi} \cdot V_0 \cdot dt$. Звідси отримаємо:

$$\frac{d\gamma_1}{d\gamma_0} = \frac{\text{tg}(\gamma_0)}{K_{\Pi} \cdot L_0} \cdot \left(1 - \frac{L_0}{\text{tg}(\gamma_0) \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{L_1} \right), \quad (18)$$

$$\frac{d\gamma_2}{d\gamma_0} = \frac{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)}{K_{\Pi} \cdot L_1 \cdot \cos(\alpha_0)} \cdot \left(1 - \frac{L_1 \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha_0)}{\sin(\gamma_1 - \alpha_0)} \cdot \frac{\sin(\gamma_2)}{L_2} \right). \quad (19)$$

Дані диференціальні рівняння у загальному вигляді не інтегруються. Їх розв'язок отримано за допомогою програмного забезпечення Mathcad. На рисунку 3 як приклад наведено результати розрахунків кутів складання автопоїздів, що розглядаються:

- автопоїзд № 1: автомобіль-тягач Scania+причіп на підкатному візку Dolly;
- автопоїзд № 2: автомобіль-тягач Scania+два напівпричепи (B-double);
- автопоїзд № 3: автомобіль-тягач Scania+напівпричіп+причіп;
- автопоїзд № 4: автомобіль-тягач Scania+два причепа з наближеними осями.

Аналіз результатів розрахунків показав:

- поворот усіх елементарних кінематичних ланок здійснюється на першій стадії послідовно, причому ланка, що має більшу базу, забігає більш інтенсивно у внутрішній бік повороту, збільшуючи перший кут складання. Зміна другого кута складання також залежить від бази другої ланки. Тому найбільші значення

кутів складання притаманні автопоїзду № 2 (перший кут складання) і № 4 (другий кут). Аналогічно змінюються і швидкості обертання ланок триланкового автопоїзда незалежно від режиму його повороту;

- після закінчення першої стадії повороту автопоїзд переходить на колову траєкторію при цьому кут повороту керованих коліс тягача і кути складання залишаються незмінними;

- при виході з колової траєкторії кут повороту керованих коліс тягача і кути складання змінюються за тими ж законами, що і при вході в поворот, проте у протилежний бік;

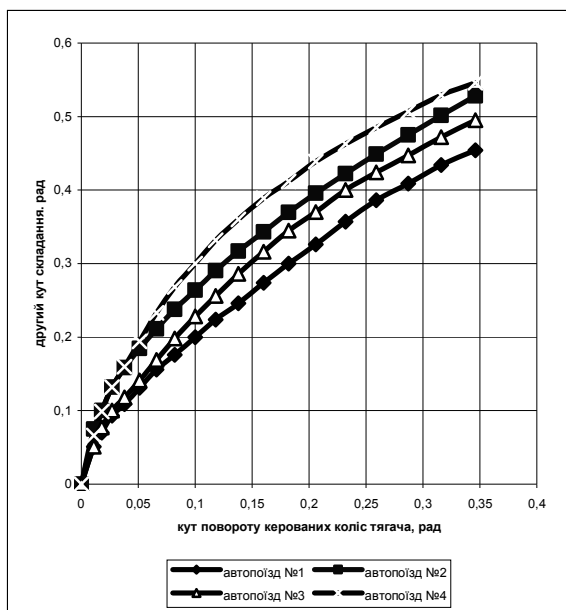
- при виході з повороту тягач рухається вже прямолінійною траєкторією, а причіпні ланки – ще перехідними траєкторіями, зменшуючи кути складання. На шляху автопоїзда близько 15 і 25 м відповідно перші і другі кути складання практично стають однаковими для всіх автопоїздів;

- кути складання суттєво залежать від режиму криволінійного руху автопоїзда. Зі зменшенням режимного коефіцієнта повороту зменшуються і кути складання ланок автопоїзда γ_1 і γ_2 при одному і тому ж значенні наведеного кута повороту γ_0 керованих коліс автомобіля-тягача, так як автопоїзд займає при цьому менш “складене” положення;

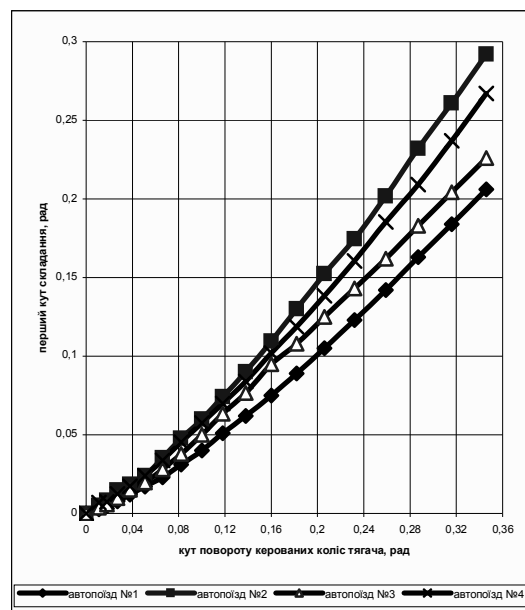
- при односторонньому повороті траєкторії другої причіпної ланки по відношенню до першої зміщуються до центра повороту, збільшуючи при цьому габаритну смугу руху (рис. 4);

- за знайденими кутами складання ланок визначена габаритна смуга руху (ГСР) автопоїздів, що розглядаються (табл. 1), з якої слідує, що триланкові автопоїзди з некерованими причіпними ланками не забезпечують вимог нормативних документів.

Висновки. Проведеними дослідженнями встановлено, що при найбільш типовому повороті на 90° автопоїзд сидельно-причіпний, типу “B-double” і на підкатному візку «Dolly» (рис. 4), задовольняють вимозі по габаритній смузі руху, проте на усталеній круговій траєкторії за обраних передаточних відношень приводів управління жоден з них не задовольняє вимогам DIRECTIVE 2002/7/EC. Із цього слідує, що для триланкових автопоїздів потрібен принципово інший привід управління, яким може бути подвійний привід управління.



а)



б)

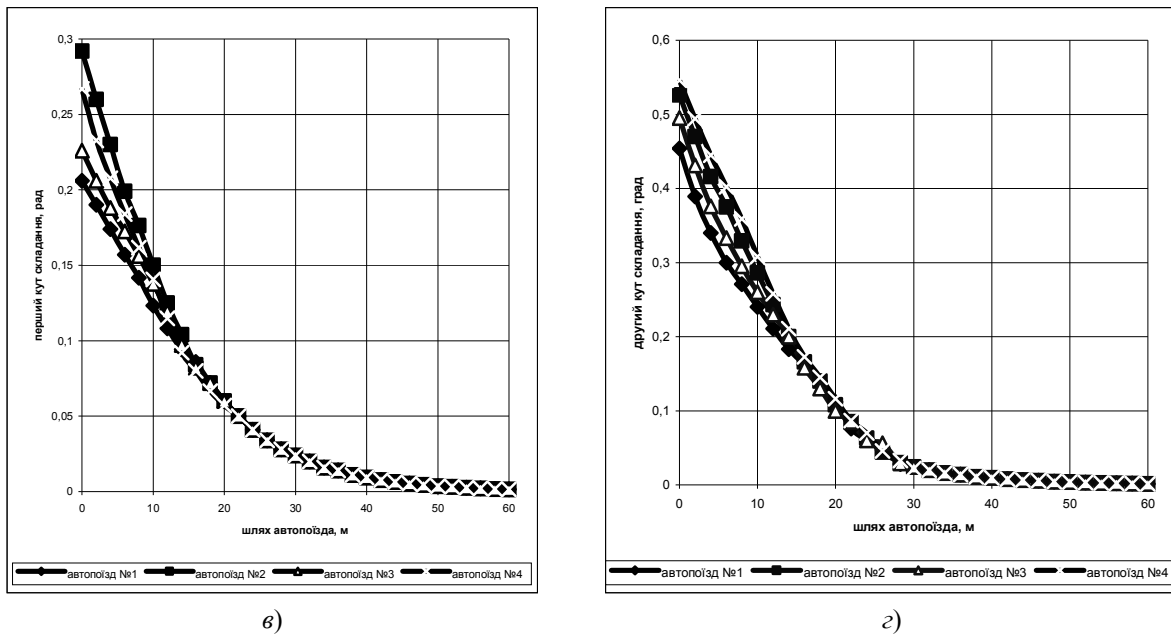


Рис. 3. Зміна кутів складання ланок при вході автопоїзда в поворот (а, б) і виході з повороту (в, г)

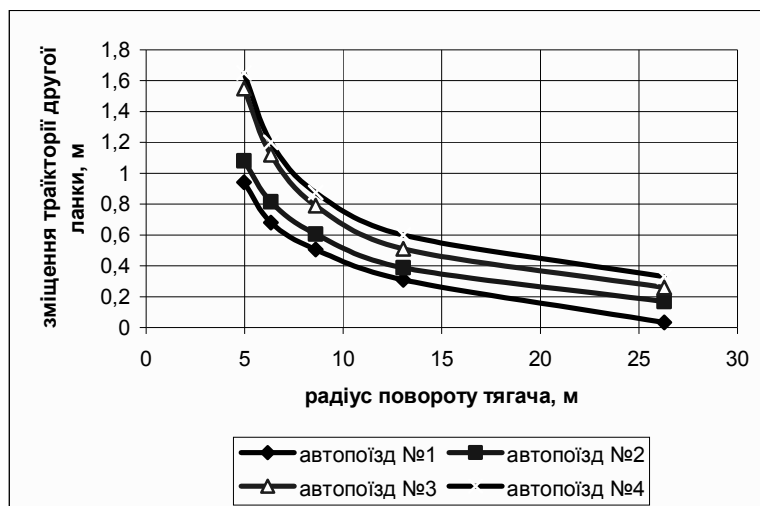


Рис. 4. Зміщення траєкторії другої причіпної ланки автопоїзда щодо траєкторії тягача

Таблиця 1

Результати розрахунку величини габаритної смуги руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем

Тип автопоїзда	Параметр повороту		
	R_{a2} , м	R_{a25} , м	B_{25} , м
автопоїзд № 1	5,3	13,359	8,059
автопоїзд № 2	5,3	14,871	9,571
автопоїзд № 3	5,3	14,452	9,152
автопоїзд № 4	5,3	14,293	8,993

Список використаної літератури:

1. 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.
2. Шкварко К.В. Довгомірні триланкові автопоїзди – новий етап розвитку автомобільних перевезень в Україні на шляху до Європи / К.В. Шкварко // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів : наук. журнал. – К. : НТУ, ТАУ, 2003. – Вип. 17. – С. 146–152.
3. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 137 с.
4. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др. – Машиностроение, 1993. – 224 с.
5. Маневреність та безпека руху триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, П.О. Гуменюк, Р.М. Марчук та ін. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту : наук. журнал. – 2011. – Вип. 4.
6. Маневреність триланкових автопоїздів типу «В-Double» / В.П. Сахно, Р.М. Глінчук, Р.М. Марчук, В.П. Онищук // Проблеми автомобільного транспорту : зб. наук. праць. – К. : НТУ, 2010. – Вип. 7. – С. 187–198.

САХНО Володимир Прохорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

- проблеми покращання експлуатаційних властивостей автопоїздів.

Тел.: 280–42–52.

E-mail: sakhno@ntu.edu.ua

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

- проблеми покращання експлуатаційних властивостей автопоїздів.

Тел.: 280–59–93, 280–42–52.

E-mail: poljakov_2006@ukr.net

МАРЧУК Роман Михайлович – аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

- проблеми покращання експлуатаційних властивостей автопоїздів.

Тел.: 280–42–52.

ГУМЕНЮК Павло Олександрович – аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

- проблеми покращання експлуатаційних властивостей автопоїздів.

Тел.: 280–42–52.

Стаття надійшла до редакції 03.09.2012

Сахно В.П., Поляков В.М., Марчук Р.М., Гуменюк П.О. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів

Сахно В.П., Поляков В.М., Марчук Р.М., Гуменюк П.А. Сравнительная оценка маневренности трехзвенных автопоездов

Sakhno V.P., Poljakov V.M., Marchuk R.M., Gumenyuk P.A. Comparative estimation of maneuverability three-links of lorry convoys

УДК 629.113

Сравнительная оценка маневренности трехзвенных автопоездов / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, П.А. Гуменюк

Проведенными исследованиями установлено, что при наиболее типичном повороте на 90^0 седельно-прицепной автопоезд, автопоезд типа "B-double" и автопоезд на подкатной тележке "Dolly" удовлетворяют требованиям по габаритной полосе движения, однако на круговой траектории при выбранных передаточных отношениях приводов управления ни один из них не удовлетворяет требованиям DIRECTIVE 2002/7/EC. Из этого следует, что для трехзвенных автопоездов необходим принципиально другой привод управления.

УДК 629.113

Comparative estimation of maneuverability three-links of lorry convoys / V.P. Sakhno, V.M. Poljakov, R.M. Marchuk, P.A. Gumenyuk

By the lead{the carried out} researches it is established, that at the most typical turn on 90^0 saddle-hook-on lorry convoy, the lorry convoy such as "B-double" and the lorry convoy on carriage "Dolly" meet the requirements on a dimensional lane, however on a circular trajectory at the chosen transfer relations of drives of management any of them does not meet the requirements DIRECTIVE 2002/7/EC. This implies, that for three-links lorry convoys other drive of management is necessary essentially.