

УДК 629.113

Т.О.Бабич, В.В.Стельмашук
Луцький національний технічний університет
ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА
КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ "B-DOUBLE" ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ КЕРУЮЧОГО
ВПЛИВУ НА ОСІ ПЕРШОГО НАПІВПРИЧЕПА

Визначено параметри та тип керуючого впливу на осі напівпричепи три ланкового автопоїзда типу "B-Double" для забезпечення заданих показників маневреності. Визначено що при застосуванні прямого приводу управління на осі першого напівпричепи можливо забезпечити необхідні величини габаритної смуги руху автопоїзда. Також визначено максимальні значення передатних чисел приводу управління за яких відсутнє явище забігання напівпричепи за визначений коридор габаритної смуги руху.

Ключові слова: маневреність, передатне відношення приводу, габаритна смуга руху, триланковий автопоїзд, "B-Double".

Рис. 3. Табл. 1. Форм. 10. Літ 8.

Определены параметры и тип управляющего воздействия на оси полуприцепа трехзвеньевого автопоезда типа "B-Double" для обеспечения заданных показателей маневренности. Определено, что при применении прямого привода управления на оси первого полуприцепа возможно обеспечить необходимые величины габаритной полосы движения автопоезда. Также определены максимальные значения передаточных чисел привода управления при которых отсутствует явление забегания полуприцепа за определенный коридор габаритной полосы движения.

Application control action on the axis of the first three sectional semi-train layout scheme "B-double" allows for normalized values of indicators maneuverability. To ensure satisfactory enough flexibility applying direct control action on the axle of the semitrailer. Applying the same axis installed in the second semi-trailer design can reduce the overall size of the lane and slightly improve performance maneuverability. Modern technology of trailers in the application of hydraulic cylinders to control the wheel-driven semi-axes, and block them for improving the stability of rectilinear motion. In this paper defined the maximum value of drive control gear on the axle that is: for first axis and 0.71, 1.14 for the second axis. This ensures minimum value overall lanes.

Вступ. У період відновлення економіки після світової кризи зростають об'єми міжнародних перевезень вантажів автомобільним транспортом. Це призводить до збільшення кількості вантажних транспортних засобів на дорогах Європи, України та Росії, що у свою чергу, погіршує безпеку дорожнього руху, стан навколишнього середовища, створює затори на автомагістралях. Крім того аналіз умов сучасного ринку транспортних перевезень показує, що надлишок вільного транспорту спричинює падіння ставки ціни 1ткм. Застосування триланкових автопоїздів підвищеної вантажності та об'єму на міжміських та міжнародних магістралях дозволяє одночасно підвищити рентабельність перевезень для перевізників, підвищити безпеку руху на автомагістралях та екологію.

Як відомо, ефективність використання рухомого складу автомобільного транспорту і його продуктивність залежать від його вантажопідйомності і середньої швидкості руху. Для автопоїздів важливим критерієм для продуктивності є їх здатність маневрувати, вписуватись в повороти що зустрічаються на його шляху. При практичному вирішенні цієї задачі визначаються форми та геометричні параметри поворотів та інших обмежень на шляху руху автопоїзда, а потім підбирається оптимальне компонування причіпного рухомого складу який задовольнятиме задані показники маневреності.

Аналіз літературних джерел. Основними кінематичними показниками маневреності автопоїзда вважаються два, а саме:

- габаритна смуга руху (ГСР), величина рівна різниці зовнішнього максимального габаритного радіуса повороту та мінімального внутрішнього радіуса руху причіпних ланок автопоїзда;

- Можливість рухатися заднім ходом.

Директивою 96/53/ЕС Європейського парламенту та Ради від 22 липня 1997 року про масу і габарити певних класів автомобілів та причепів до них зі змінами до Директиви 2002/7/ЕС щодо величини максимального зовнішнього і мінімального внутрішнього габаритних радіусів повороту визначено, що габаритна смуга руху при зовнішньому габаритному радіусі 12,5м становить 7,2м, тобто внутрішній радіус складає 5,3м.

Габаритна смуга криволінійного руху багатоланкового автопоїзда на відміну від смуги прямолінійного руху має складну форму, обмежену проекціями траєкторій на горизонтальну площину зовнішнього, стосовно центра повороту, крила автомобіля-тягача і заднього кінця

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. Якщо відома або задана траєкторія головної точки автомобіля-тягача, то можна тим або іншим методом знайти траєкторію головної точки будь-якої ланки, відповідно, положення причепа або напівпричепа буде визначеним[1].

При визначенні ГСР автопоїзда вважається, що опорна поверхня, по якій відбувається криволінійний рух автопоїзда, строго горизонтальна і має покращене покриття, яке не створює значного опору руху. Елементарні кінематичні ланки, що входять до складу триланкового автопоїзда, 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 ланок відбувається з невеликою швидкістю, а колеса автопоїзда є абсолютно жорсткими у бічному напрямку, тому бічне відведення коліс відсутнє.

Проведеними дослідженнями Закіна Я.Х., Фаробіна Я.Є., а також науковців кафедри "Автомобілі" НТУ встановлено, що габаритна смуга руху автопоїзда (ГСР) і габаритний коридор (частина простору, займана автопоїздом на повороті) досягають свого максимуму на сталій криволінійній, тобто на круговій траєкторії. Тому габаритна смуга руху в роботі буде визначатися при русі автопоїзда по круговій траєкторії.

У роботі [2] було визначено ГСР для різних компоувальних схем триланкових автопоїздів: причіпного, сидельно-причіпного, причіпно-причіпного, сидельно-напівпричіпного («В-Double») за Аналіз даних показує, що для всіх схем триланкових сидельно-причіпних автопоїздів при зміні певних компоувальних параметрів і незмінному значенні внутрішнього габаритного радіусу $R_{вг}=5,3$ м величина зовнішнього габаритного радіуса змінювалася в межах 14,293...12,852 і відповідно габаритна смуга руху $B_r=8,993...7,252$ м, тобто жодна із компоувальних не може забезпечити нормовані значення показників маневреності. Для причіпних автопоїздів з напівпричепом на підкатному візку габаритна смуга руху змінювалася в межах $B_r=8,059...7,171$ м, тобто такий автопоїзд за третьої керованої осі автомобіля-тягача і напівпричепа забезпечує нормовані значення габаритної смуги руху. Для причіпних автопоїздів з двома причепами як з рознесеними осями і передньою керованою віссю, так і причепами з наближеними осями за тих же умов будь-які комбінації не можуть забезпечити нормовані значення габаритних радіусів. Для автопоїздів типу «В-double» показники маневреності за обох некерованих напівпричепів гірші у порівнянні з усіма іншими і складають $R_{зг}=14,871$ м і $B_r=9,671$ м. Тобто жодна із компоувальних схем автопоїзда не може забезпечити нормовані показники маневреності без застосування керуючого впливу на осі причіпних ланок.

Основна частина. У даній роботі розглянуто можливість підвищення маневреності триланкового автопоїзда шляхом застосування керуючого впливу на осі першого напівпричепа.

Зупинимося на цій системі більш детально, оскільки вона дозволяє забезпечити нормовану величину габаритної смуги руху практично за будь-яких параметрів автопоїзда шляхом зміни кута повороту коліс першого напівпричепа в залежності від зміни першого кута складання.

Вихідними даними були зовнішній габаритний та внутрішній радіуси усталеного руху по колу, $R_{вг}=5,3$ м, $R_{зг}=12,5$ м.

Формули, які використовувались для розрахунку необхідних кутів поворотів керованих коліс причіпної ланки:

$$r_1 = \sqrt{\left(R_{\min} + \frac{B_n}{2}\right)^2 + L_{n2}^2} \quad (1)$$

$$r_3 = \sqrt{\Delta^2 + \left(\left(\sqrt{R_{\max}^2 - (l_{n3} + L_r)^2} - \frac{b}{2}\right)^2\right)} \quad (2)$$

$$\alpha_1 = \alpha_0'' - \alpha_0' \quad (3)$$

$$\alpha_1 = \arccos \frac{\Delta}{r_3} - \arccos \frac{(L_{n1} + h_1 + h)^2 + r_3^2 - r_1^2}{2(L_{n1} + h_1 + h)r_3}; \quad (4)$$

$$\theta_1 = \arcsin \frac{(r_3^2 + L_{n1}^2 - 2r_3 L_{n1} \cos \alpha_0')^2 + L_{n1}^2 - r_3^2}{2\sqrt{r_3^2 + L_{n1}^2 - 2r_3 L_{n1} \cos \alpha_0'} \cdot L_{n1}} \quad (5)$$

$$\theta_2 = \arcsin \frac{(r_3^2 + (L_{n1} + h_1)^2 - 2r_3(L_{n1} + h_1) \cos \alpha_0')^2 + (L_{n1} + h_1)^2 - r_3^2}{2\sqrt{r_3^2 + (L_{n1} + h_1)^2 - 2r_3(L_{n1} + h_1) \cos \alpha_0'} \cdot (L_{n1} + h_1)}; \quad (6)$$

$$\alpha_2 = 180 - \arccos \frac{L_{n2}}{r_1} - \arcsin \frac{\sin \alpha_0' \cdot r_3}{r_1}; \quad (7)$$

$$\alpha_0' = \arccos \frac{(L_{n1} + h_1 + h)^2 + r_3^2 - r_1^2}{2(L_{n1} + h_1 + h)r_3} \quad (8)$$

-де r_3 і r_1 - м., радіуси руху середин тягових пальців відповідно першого та другого напівпричепів; Δ - відстань від центра задньої осі до центра тягово-зчіпного пристрою; B_n - ширина напівпричепів; L_{n1}, L_{n2} - база першого та другого напівпричепів відповідно; b - ширина автомобіля-тягача; l_{nz} - передній звис автомобіля-тягача; L_T - база автомобіля-тягача; h_1 - міжосьова відстань; h - відстань від останньої осі до центра ОЗП; α_1, α_2 - відповідно перший та другий кути складання автопоїзда; θ_1, θ_2 - необхідний кут повороту керованих коліс напівпричепів відповідно першої та другої осі;

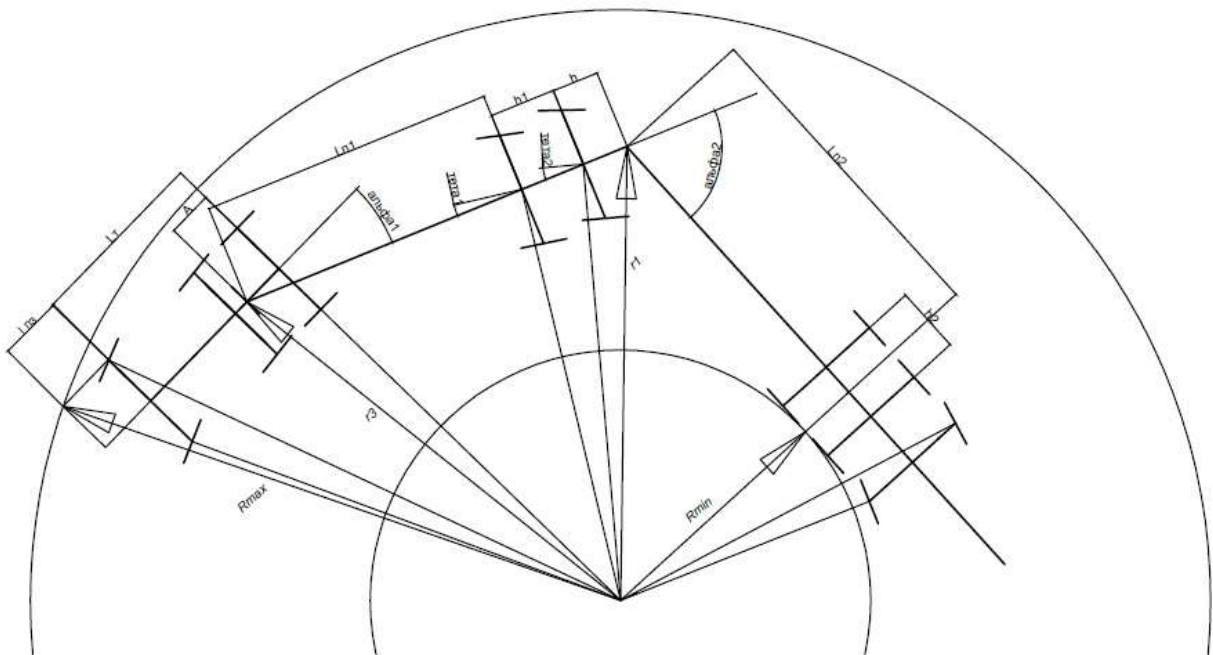


Рис. 1. Розрахункова схема до визначення кутів повороту коліс напівпричепів триланкового автопоїзда "B-Double".

Розрахунки проводились для слідуючих параметрів автопоїзда: тривісний тягач (параметри DAF XF 95- передній звис 1370 мм, колісна база 3900 мм, відстань між задніми осями 1320 мм, розташування опорно-зчіпного пристрою регульоване, приймаємо (з врахування максимального використання навантажень на осі) 975 мм.), відстань від першої осі до центра осі тягового пальця першого напівпричепів - 6,29м., між осями - 1,41м., від другої осі до центра ОЗП для другого напівпричепів - 0,5м., база другого напівпричепів 7,7 м (остання вісь само встановлювана), ширина напівпричепів та автомобіля-тягача - 2,5м.

Проведеними розрахунками визначено необхідні кути повороту керованих коліс напівпричепів за кута повороту керованих коліс тягача $\theta_0 = 21,1^0$:

$$\theta_1 = 9,73^0 \quad \alpha_1 = 22,5^0$$

$$\theta_2 = 18,22^0 \quad \alpha_2 = 62,1^0$$

При використанні тривісного другого напівпричепа з некерованими осями:

$$\theta_1 = 13,15^0 \quad \alpha_1 = 18,5^0$$

$$\theta_2 = 21,21^0 \quad \alpha_2 = 62,3^0$$

На рисунку 2.13 – показано залежність необхідного кута повороту керованих коліс від виносу опорно-зчіпного пристрою за другу вісь першого напівпричепа, та зміну кутів складання.

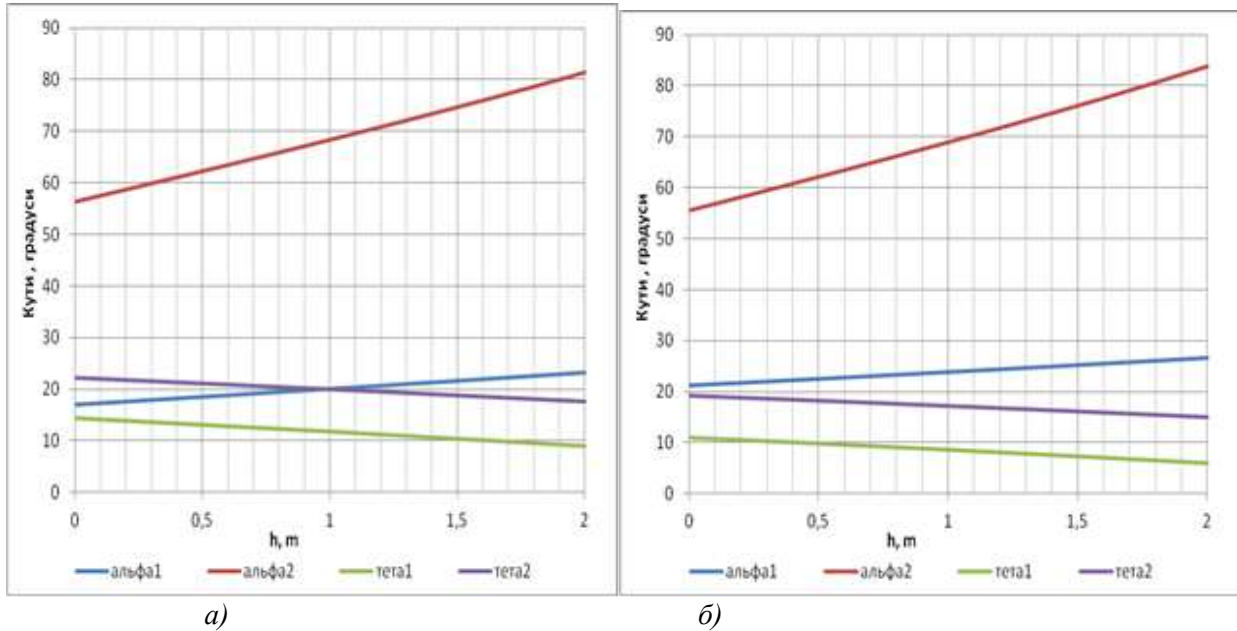


Рис. 2. Графік залежності кута повороту коліс першого напівпричепа та кутів складання автопоїзда від величини виносу ОЗП : а) для автопоїзда з некерований другим напівприцепом; б) – для автопоїзда з останньою самовстановлюваною віссю другого напівпричепа.

Аналізуючи дані видно, що найбільш значним та чутливим до зміни виносу є другий кут складання автопоїзда, тому перевагу слід надати малим величинам виносу до 0,5м. (оскільки до цієї величини $\alpha_2 \leq 63^0$) та комплектації другого напівпричепа останньою само встановлюваною віссю.

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей, які визначають собою передаточні відношення подвійного приводу управління доцільно визначати за колового руху автопоїзда. У цьому випадку розрахункові формули для визначення кутів складання і кутів повороту керованих осей напівприцепів визначаються геометричними параметрами ланок і задаючим параметром – кутом повороту відповідної ланки.

Кути складання ланок автопоїзда і повороту керованих осей напівприцепів дозволяють визначити передаточні відношення приводу системи прямого управління.

$$U_1 = \frac{\theta_1}{\alpha_1}; \quad (9)$$

$$U_2 = \frac{\theta_2}{\alpha_1}; \quad (10)$$

Визначені передатні відношення проводу керованих коліс першого напівпричепа:

$$U_1 = 0,71$$

$$U_2 = 1,14, \text{ за некерованого II напівпричепа;}$$

$$U_1 = 0,43$$

$$U_2 = 0,81, \text{ з останньою само встановлюваною віссю II напівпричепа;}$$

Як видно з рисунка 1 при надто великих значеннях передатних чисел привода за межі зовнішнього габаритного радіуса може виходити передній зовнішній по відношенню до повороту габарит другого напівпричепа. Тому доцільно визначити максимальні значення U_1, U_2 для даного автопоїзда. Для можливості широкого використання даного три ланкового автопоїзда, проаналізовано величини передніх звисів причіпної техніки. Аналіз показав, що значення максимальної відстані від осі тягового пальця до передньої стінки коливаються в межах від 1600 мм (ізотермічні кузова) до 1720 мм (контейнери 45 HQ).

Величини максимальних значень передатних чисел прямого привода управління на колеса першого напівпричепа становлять:

$$U_1 = 0,72, \quad U_2 = 1,15,$$

При більших значеннях передатних чисел зовнішній габарит II напівпричепа буде рухатись по колу $R > 12,5$ м., що не задовільняє умовам маневреності.

Для подальшого визначення ГСР вибирається більша величина для забезпечення певного запасу маневреності автопоїзда: $U_1 = 0,71, \quad U_2 = 1,14$.

На рисунку 3 показано графік залежності зміни кутів складання автопоїзда з керованими колесами I напівпричепа та само встановлюваною віссю II напівпричепа від кута повороту керованих коліс тягача, за прийнятих передатних відношень прямого привода управління.



Рис. 3. Графік залежності кутів складання автопоїзда від кута повороту керованих коліс автомобіля-тягача.

З наведеної залежності, рис. 3, слідує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс тягача кути складання ланок і повороту керованої осі напівпричепа також збільшуються, причому більш інтенсивне збільшення має місце для другого кута складання. Пояснюється це тим, що база напівпричепа значно більша за базу автомобіля-тягача.

За визначеними кутами складання ланок автопоїзда і передаточними відношеннями привода управління, а відповідно і кутів повороту керованих осей напівпричепів визначалися зміщення траєкторій ланок автопоїзда при повороті на 90^0 і 180^0 за тих же вихідних даних, що і для некерованих напівпричепів. При цьому вважалось, що автомобіль-тягач рухається коловою траєкторією за зовнішнього габаритного радіусу повороту $R_{зр}=12,5$ м, а причіпні ланки – перехідними траєкторіями, причому на вході в поворот перший напівпричіп зміщується у зовнішню сторону по відношенню до центру повороту, а другий напівпричіп – у внутрішню

сторону. Такий характер зміщень пояснюється роботою системи прямого приводу управління на колеса І напівпричепа.

За результатами розрахунків траєкторій напівпричепів визначалася габаритна смуга руху автопоїздів за їх колового руху, табл. 1.

Таблиця 1

Габаритні радіуси повороту і габаритна смуга руху триланкового автопоїзда компоувальної схеми "B-double"

Тип автопоїзда	$R_{зг}$, м	$R_{вг}$, м	V_r , м
"B-Double" з керованими колесами І напівпричепа за прямого приводу управління на обидві осі, та некерованим ІІ напівпричепом	12,5	5,75	6,75
"B-Double" з керованими колесами І напівпричепа за прямого приводу управління на обидві осі, та самовстановлюваною останньою віссю ІІ напівпр.	12,5	6,45	6,05

Як слідує з табл. 1, триланковий автопоїзд типу "B-double" за прямого приводу управління всіма осями першого напівпричепа задовільняє вимоги Директиви ЄС з певним запасом.

Висновки. Застосування керуючого впливу на осі першого напівпричепа три ланкового автопоїзда компоувальної схеми "B-double" дозволяє забезпечити нормовані величини показників маневреності. Для забезпечення задовільних показників маневреності достатньо застосування прямого керуючого впливу на осі напівпричепа. Застосування само встановлюваної осі у конструкції другого напівпричепа дозволяє зменшити величину ГСР та дещо покращити показники маневреності. Сучасні технології виробництва причіпної техніки дозволяють застосовувати гідравлічні циліндри для керування колесами керованих осей напівпричепів, а також блокувати їх для покращенні стійкості прямолінійного руху. У даній роботі визначено максимальні величини передатного приводу управління на осі, що становить: для І осі 0,71, для ІІ осі 1,14. При цьому забезпечується мінімальна величина ГСР та рівноширокого повороту на кут 90^0 .

Подальший розвиток. Подальший розвиток полягатиме у визначенні динамічних показників маневреності даного автопоїзда, а також визначення максимальної критичної швидкості прямолінійного руху та дослідженні показників стійкості.

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда.-М.: Транспорт, 1986.-137с.
2. Глінчук В.М. «Вибір та обґрунтування типу та складу причіпних ланок триланкового автопоїзда за показниками маневреності»
3. Бабич Т.О. Стельмашук В.В., Томашевська Ю.А. Дослідження показників стійкості, маневреності та керованості напівпричепного багатоланкового автопоїзда // Збірник наукових праць «Наукові нотатки».-2010.
4. Бабич Т.О. Стельмашук В.В. Дослідження керованості, стійкості та маневреності автопоїздів компоувальної схеми "B-Double".-магістерська робота.-2010.
5. Сахно В.П., Бондаренко А.С., Глінчук В.М., Мурований І.С. До визначення показників маневреності триланкового причіпного автопоїзда //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2006. – Випуск 9. – С.102-108.
6. Сахно В.П., Поляков В.М., Таранов А.М. К определению габаритной полосы движения неуправляемого автопоезда. "Автомоб. транспорт": Респ. міжвід. наук. техн. зб.- Вип.25. Київ. – 1988. - с.67-71.
7. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності тьохланкових автопоїздів // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2003. №11 (57). –с.213-218
8. Высоцкий М.С. и др. Влияние самоустанавливающихся колес полуприцепа на ширину коридора и боковую нагруженность шин автопоезда. //Автомобильная промышленность. –1983. - №12. – С.13-14.

Стаття надійшла до редакції 10.05.2014