

В.М. Босенко, асист.
Д.М. Мойся, аспір.
В.М. Поляков, проф.
В.П. Сахно, д.т.н., проф.

Національний транспортний університет

ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА З НЕКЕРОВАНИМ І КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

На основі розв'язку диференціальних рівнянь руху автопоїзда з керованим і некерованим напівприцепом визначені показники стійкості автопоїзда. Показано, що автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь возика напівпричепи майже не поступається автопоїзду з некерованим напівприцепом.

Ключові слова: автопоїзд, напівпричеп, стійкість, рівняння руху, кут складання, швидкість.

Постановка проблеми. В умовах глобалізації світової економіки транспорт поряд з фінансовою сферою є важливим важелем інтеграційних процесів. Вдале географічне розташування України обумовлює те, що на її території буде збудовано декілька сучасних швидкісних автомобільних магістралей, які стануть складовою нових транспортних коридорів і на яких стає усе більш актуальним застосування сучасних швидкісних автопоїздів.

У багатьох зарубіжних країнах широко застосовуються автопоїзди з керованим напівприцепом. Залежно від транспортного законодавства, особливостей розвитку автомобільного транспорту і умов експлуатації параметри конструкції таких автопоїздів в різних країнах відрізняються між собою.

Автопоїзд з керованим напівприцепом - звичайне явище на дорогах США і Канади, причому вони експлуатуються в міських умовах навіть при високій інтенсивності руху.

Застосування автопоїздів з керованим напівприцепом в європейських країнах значною мірою гальмується транспортним законодавством, яке встановлює жорсткі обмеження повної маси і габаритної довжини автопоїзда. Декілька у кращому становищі законодавство щодо використання автопоїздів в Україні. Так, Правилами дорожнього руху (єдиним нормативним документом, що діє в Україні) допустима максимальна довжина автопоїзда складає 22,0 м без будь-яких заперечень щодо їх маневреності. Застосування в Україні DIRECTIVE 2002/7/EC, якою обмежуються габаритні радіуси повороту і габаритна смуга руху, змушує шукати шляхи підвищення маневреності таких автопоїздів, зокрема за рахунок керованих причіпних ланок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Практика експлуатації автопоїздів показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості автомобіля-тягача в порівнянні з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля. Це виявляється, наприклад, в такому [1]:

- час досягнення бічними реакціями на осях свого постійного значення при русі по криволінійній траєкторії декілька більший у автомобіля з напівприцепом, чим у одиночного автомобіля;
- різниця кутів відведення осей у автомобіля з напівприцепом декілька менше, ніж у одиночного автомобіля;
- зміна показників стійкості в залежності від співвідношення мас напівпричепи і автомобіля.

Поряд з цим, застосування автопоїздів з керованими причіпними ланками ще більш ускладнює процес руху автопоїзда [2].

За наявності у автопоїзда керованих причіпних ланок труднощі виникають в тому, що істотно ускладнюється дослідження руху такого АТЗ з причини необхідності урахування впливу значної кількості чинників на характер руху усіх ланок. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті-решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення причіпних ланок від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху. Враховуючи те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації автопоїздів в числі перших слід робити кроки у напрямі теоретичних досліджень маневреності і стійкості їх руху, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру [3].

Налійність теоретичних рекомендацій з вдосконалення конструкції АТЗ визначається максимально адекватними елементами, фізичною несуперечністю початкових допущень в постановці завдання і коректністю математичної моделі, прийнятої для визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда [4].

Поряд з високою об'єктивністю і достовірністю експериментального методу оцінки експлуатаційних властивостей АТЗ слід зазначити і його вади: відносно частковий і випадковий характер отриманих вимірювань; неповторність умов експерименту (особливо дорожнього); порівняльна вузькість меж варіювання параметрів АТЗ і навколишнього середовища; відносна небезпека організації і проведення

випробувань [1].

Розрахунковий метод (наприклад, за допомогою математичного моделювання на ЕОМ) має ряд переваг порівняно з експериментальним, тому що дозволяє визначити параметри експлуатаційних властивостей за технічними параметрами досліджуваного АТЗ без самого АТЗ, як реального об'єкта. При дослідженні на математичних моделях параметрами системи «АТЗ–нарколишне середовище» можна варіювати в широких межах, що дозволяє аналізувати їх вплив на ефективність роботи АТЗ і підводить до можливості оптимізації по певній множині параметрів. У зв'язку з цим, для визначення оптимальних параметрів маневреності, керованості і стійкості, з погляду підвищення продуктивності і забезпечення безпеки руху автопоїздів, необхідне проведення глибоких теоретичних і експериментальних досліджень [1]. За результатами досліджень можуть бути запропоновані різноманітні рішення щодо вдосконалення конструкцій автопоїздів як тих, які знаходяться в експлуатації, так і знов створюваних АТЗ. Цим і визначається актуальність досліджень маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівприцепом.

Метою роботи є порівняльна оцінка стійкості руху автопоїздів з керованими і некерованими напівпричепами.

Порівняльну оцінку автопоїздів з керованими і некерованими причіпними ланками проведемо аналітичним методом шляхом розв'язку диференціальних рівнянь руху. З використанням методу січень диференціальні рівняння руху автопоїзда за подвійного приводу управління на керовану вісь напівприцепа (найбільш загальний випадок), рис. 1, записані у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & -m \times (\dot{v} - \omega \times u) - X_{11} - X_{21} - XB \times \cos \varphi_1 - YB \times \sin \varphi_1 = 0 \\
 & -m \times (\dot{u} + \omega \times v) + Y_{11} + Y_{12} - YB \times \cos \varphi_1 + XB \times \sin \varphi_1 = 0 \\
 & -I \times \dot{\omega} + a \times (Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta) - b \times Y_{11} - bb Y_{21} + c \times (YB \times \cos \varphi_1 + XB \times \sin \varphi_1) - MB = 0 \\
 & I_1 \times \dot{\omega}_1 + YA \times \lambda \times \cos \theta - XA \times \lambda \times \sin \theta = 0 \\
 & -I_2 \times \dot{\omega}_2 + d_1 \times YB + c_{13} \times (XC \times \sin \varphi_2 + YC \times \cos \varphi_2) = 0 \\
 & -I_3 \times \dot{\omega}_3 + d_2 \times YC - b_{21} \times (Y_{31} \cos \theta_{31} + X_{31} \sin \theta_{31}) - b_{22} Y_{32} - b_{23} Y_{33} + c_2 \times (XE \times \sin \varphi_2 + YE \times \cos \varphi_2) = 0 \\
 & -I_{31} \times \dot{\omega}_{31} + d_{31} \times YE - PCH \times MB = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

де m – маса автомобіля-тягача;

I, I_1, I_2, I_3, I_{31} – відповідно моменти інерції автомобіля-тягача, його керуючого колісного модуля (ККМ), остова напівприцепа, возика напівприцепа і його ККМ;

$\omega, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_{31}$ – кутові швидкості повороту відповідних ланок автопоїзда;

v, u – поздовжня і поперечна швидкість центра мас тягача;

φ_1, φ_2 – перший і другий кути складання;

$X_1, X_{11}, X_{12}, Y_1, Y_{11}, Y_{12}, X_{21}, X_{22}, X_{23}, Y_{21}, Y_{22}, Y_{23}$ – поздовжні і поперечні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля-тягача і возика напівприцепа;

$XA, XB, XC, XE, YA, YB, YC, YE$ – поздовжні і поперечні реакції у точках з'єднання ККМ і остова автомобіля-тягача, автомобіля-тягача і напівприцепа, напівприцепа і возика, возика і його ККМ;

MB – момент опору повороту керованої осі напівприцепа;

PCH – передаточне відношення приводу управління;

$\lambda, a, b, bb, b_{21}, b_{22}, b_{23}, d_1, d_2, d_{31}$ – геометричні параметри автопоїзда;

θ, θ_{31} – кути повороту ККМ тягача і напівприцепа.

Після визначення поздовжніх і поперечних реакцій у точках з'єднання ККМ і остова автомобіля-тягача, автомобіля-тягача і напівприцепа, напівприцепа і возика, возика і його ККМ було проведено інтегрування рівнянь руху із залученням програмного забезпечення Maple 12. Результати інтегрування за обраними вихідними даними представлені на рисунках 1...5.

$$\begin{aligned}
 & DL1:=2.3; VYN1:=2.3; VUN:=1.6; DL2:=13.62; DIC1:=d1+c13; DIC2:=d1+c12; V:=0; X1:=0; X2:=0; \\
 & X21:=0; X31:=0; X32:=0; X33:=0; g:=9.81; a:=2.593; b:=0.607; bb:=1.987; c:=0.505; d1:=4.57; \\
 & b11:=3.13; d2:=0.7; d31:=0.15; c2:=-1.95; c13:=3.62; c12:=6.05; b21:=-0.65; b22:=0.65; c3:=4; d3:=6.08; \\
 & b3:=-1.3; (-2.15); b31:=1.3 (2.15); KOL:=2.2; KOL2:=2.2; kf:=0; v:=5; theta:=0.15; PCH:=0.75; \\
 & m:=17600; m1:=400; m2:=29000; m3:=750; k1:=160000; k2:=232000; k4:=185000; kappa1:=0.8; \\
 & kappa2:=0.8; kappa4:=0.8 theta1:=0.7; PCH=0.7.
 \end{aligned}$$

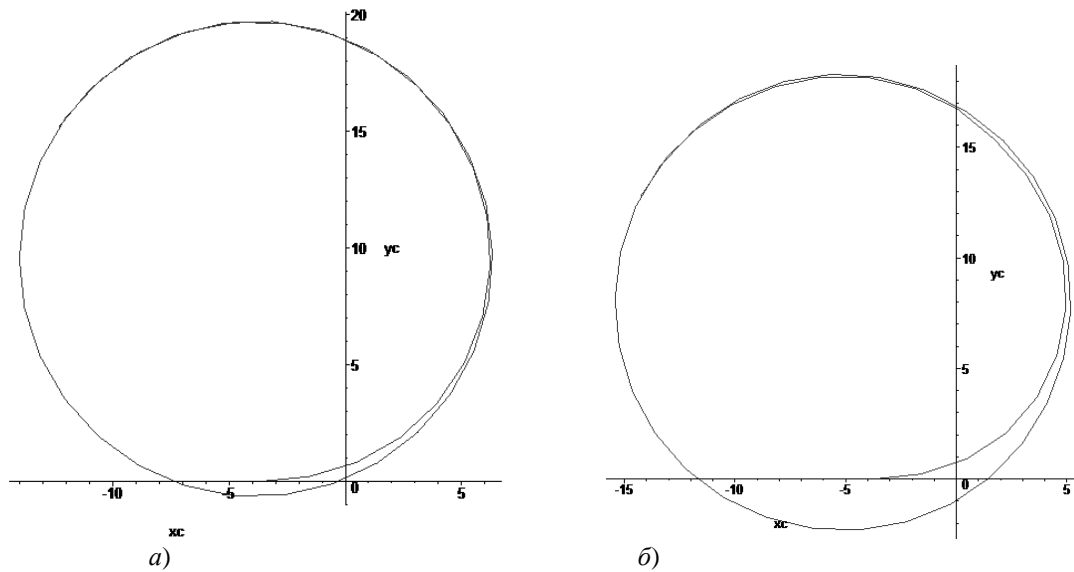


Рис. 1. Траєкторії центра мас автомобіля тягача для автопоїзда з керованим (а) і некерованим напівприцепом (б)

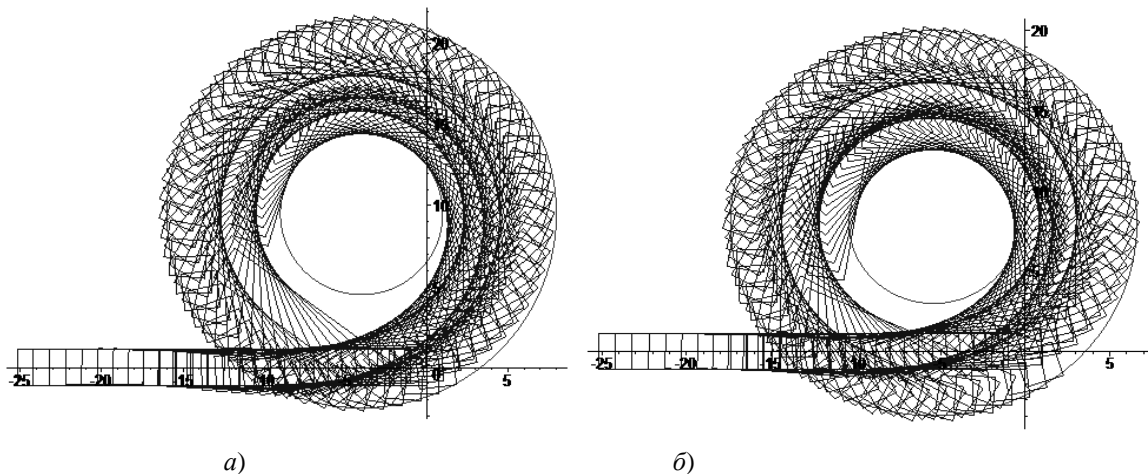


Рис. 2. Габаритна смуга руху автопоїзда автопоїзда з керованим (а) і екерованим напівприцепом (б)

З урахуванням виразів, що визначають бічні сили і кути відведення осей автопоїзда, система рівнянь (1) записана у вигляді (3).

Розв'язками системи рівнянь (3) будуть значення змінних, що відповідають стаціонарним режимам, а саме [5]:

$$U = \frac{\Delta_U}{\Delta}; \quad \omega = \frac{\Delta_\omega}{\Delta}; \quad \varphi_1 = \frac{\Delta_{\varphi_1}}{\Delta}; \quad \varphi_2 = \frac{\Delta_{\varphi_2}}{\Delta}. \quad (2)$$

Корені характеристичних рівнянь можна визначити чисельними методами. Необхідно також відзначити, що опис руху АТЗ, що реально є нелінійним об'єктом, лінійними рівняннями є заміною однієї задачі іншою, з яким перша може не мати нічого спільного (через неврахування нелінійності відведення і членів вище першого порядку рівнянь руху) [5].

Звідси виникає наступна задача: установити необхідні і достатні умови стійкості за першим наближенням. Відповідно до теореми Ляпунова про стійкість сталого руху за першим наближенням [6], якщо всі корені характеристичного рівняння системи першого наближення рівнянь збуреного руху мають від'ємні дійсні частини, то незбурений рух є стійким і притому асимптотично стійким, якими б не були члени вищих порядків у диференціальних рівняннях збуреного руху.

$$\left\{ \begin{aligned}
(m+m_1+m_2+m_3)\omega V &= k_1\theta_1 - k_{31}\theta_{31} - \frac{U}{V}(k_1 + \sum_{i=1}^2 k_{1i} + \sum_{\rho=1}^3 -\frac{\omega}{V}[k_1a - \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i} - \\
&- \sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j}) - \varphi_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + -\varphi_2\sum_{j=1}^3 k_{2j} - c(m+m_1+m_2+m_3)\omega V = \\
&= ck_{31}\theta_{31} - \frac{U}{V}(k_1a - \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i} - \frac{\omega}{V}[k_1a^2 + \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i}^2 + c\sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j}) - \\
&- c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \varphi_1[c(\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}) + q_1] + c[\varphi_2\sum_{j=1}^3 k_{2j} + (\varphi_3 + \varphi_4)\sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho}]); \\
[m_1d_1 + m_2l_1 + m_3l_2]\omega V &= -l_1k_{31}\theta_{31} - \frac{U}{V}l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j} + \frac{\omega}{V}l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j}) - \\
&- \varphi_1l_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} - \varphi_1l_1(\sum_{j=1}^3 k_{2j} - q_1) - \varphi_2(l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j} + q_2)); \\
m_2d_2\omega V &= -\frac{U}{V}\sum_{j=1}^3 k_{2j}(d_2+b_{2j}) + \frac{\omega}{V}[\sum_{j=1}^3 k_{2j}(d_2+b_{2j})(c+l_1+d_2+b_{2j}) - \\
&- \varphi_1l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j} - \varphi_2(l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j} - q_2)]; \\
m_3d_4\omega V &= -\frac{U}{V}l_3\sum_{\rho=1}^3 k_{3\rho} + \frac{\omega}{V}l_3\sum_{\rho=1}^3 k_{3\rho}(c+l_2+l_3) - \varphi_1l_3\sum_{j=1}^3 k_{3\rho} - q_2;
\end{aligned} \right. \quad (3)$$

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Льенара-Шипара [6]: для того щоб характеристичне рівняння мало всі корені з від'ємними дійсними частинами, необхідно і достатньо, щоб:

1) усі коефіцієнти характеристичного рівняння були позитивні;

2) були позитивними головні діагональні мінори матриці Гурвіца, що складені для даного характеристичного рівняння. Ці умови виконуються у разі додатності знаменника головного визначника системи, представленого у вигляді суми двох визначників.

$$\|a_{ij}\|_1^4 = V^2 \times (\|\beta_{ij}\|_1^4 + \|\alpha_{ij}\|_1^4), \quad (4)$$

де $\beta_{ij} = \alpha_{ij} = a_{ij}$ ($i = \bar{1,4}; j = 1,3,4$), якщо $j=2$, то $\beta_{12} = m+m_1+m_2+m_3$;

$$\beta_{22} = -c(m_1+m_2+m_3); \quad \beta_{32} = m_3d_4; \quad \beta_{42} = m_2d_2;$$

$$\alpha_{12} = k_1a - \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i} - \sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j});$$

$$\alpha_{22} = k_1a^2 + \sum_{i=1}^2 k_{1i}b_{1i}^2 + c\sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j});$$

$$\alpha_{32} = l_1\sum_{j=1}^3 k_{2j}(c+l_1+d_2+b_{2j}); \quad \alpha_{42} = \sum_{j=1}^3 k_{2j}(d_2+b_{2j})(c+l_1+d_2+b_{2j});$$

Із (4) можна отримати вираз для критичної швидкості руху автопоїзда :

$$V < V_{kp} = \beta/(-\alpha), \quad (5)$$

$$\text{де } \beta = \|\beta_{ij}\|_1^4; \quad \alpha = \|\alpha_{ij}\|_1^4.$$

Розв'язок (5) здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 12. За обраних параметрів автопоїзда задавалася швидкість його руху, яка послідовно збільшувалася. При цьому знаходилися корені характеристичного рівняння і перевірялися умови стійкості.

Як слідує з проведених розрахунків, перший додатній корінь з'явився за швидкості майже 40 м/с, тобто за цієї швидкості автопоїзд з керованим напівприцепом може втратити стійкість, тобто цю швидкість можна вважати критичною.

Важливим є те, що для автопоїзда з некерованим напівприцепом критична швидкість прямолінійного руху більша лише на 7,5 % (46,5 м/с), ніж керованого з подвійним приводом управління на передню вісь

напівпричепа. Проте при значно менших швидкостях руху ($V^* = 34,6$ м/с і $V^* = 40,1$ м/с відповідно) у додатну напівплощину переходить пара комплексно-спряжених коренів $\lambda_{7,8}$, що означає появу коливальної нестійкості при русі зі швидкостями $V > V^*$. Поява такого роду нестійкості пов'язана з коливаннями ведених ланок, які призводять до втрати стійкості усієї системи, тобто втрати стійкості руху автопоїзда.

Проведеними раніше дослідженнями встановлено, що на величину критичної швидкості руху автопоїзда суттєво впливає маса напівпричепа і передаточне відношення приводу управління напівприцепом (рис. 3)

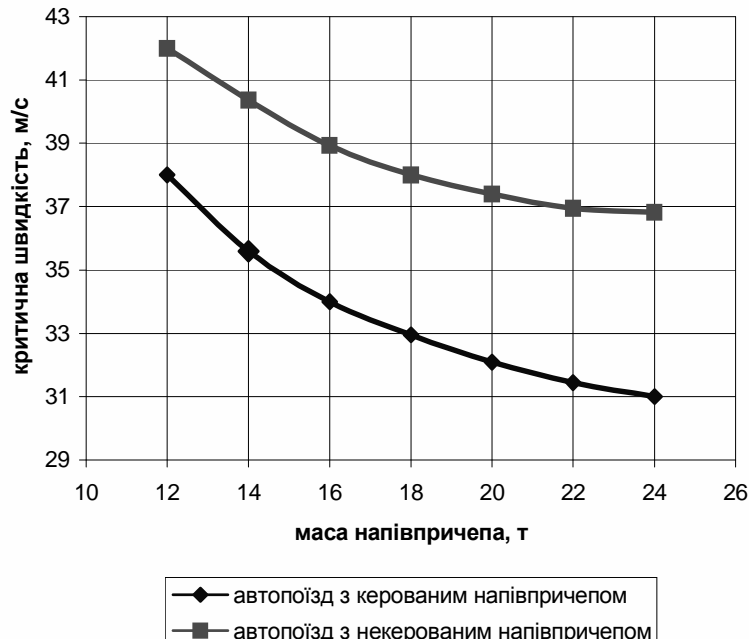


Рис. 3. Залежність критичної швидкості автопоїзда від маси напівпричепа

Отримані залежності критичної швидкості руху від маси напівпричепа за передаточного відношення приводу управління автопоїзда – $u_{np} = 0,75$ маси і некерованого напівпричепа були апроксимовані.

Для критичної швидкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом за передаточного відношення приводу управління $u_{np} = 0,75$ і некерованим напівприцепом рівняння записані у вигляді:

$$v_{кр} = 78 + \frac{m - 6000}{\frac{14500}{143} - \frac{35m}{1716}}, \text{ м/с} \quad (6)$$

$$v_{кр} = 78 + \frac{m - 6000}{\frac{14500}{143} - \frac{35m}{1716}}, \text{ м/с} \quad (7)$$

Високі значення критичної швидкості автопоїзда з керованим напівприцепом мали місце і при дії збурення. Так на рисунку 4 і 5 показані траєкторії руху автомобіля-тягача і фазові портрети кутів складання за швидкості руху 20 м/с, передаточного відношення приводу управління $u_{np} = 0,75$, масі автомобіля-тягача 18000 кг при дії відповідно збурень $\omega(0) = 0,1$ рад./с та $u(0) = 0,1$ м/с.

Аналіз наведених графіків показує, що при дії збурень тягач як з некерованим, так і керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь відхиляється від прямолінійної траєкторії, проте рух його залишається стійким у всьому діапазоні швидкостей, бо фазова траєкторія обох кутів складання являє собою спіраль, що звертається, і це вказує на випадок, коли автопоїзд з керованим напівприцепом з часом виходить на стійкий стаціонарний режим руху.

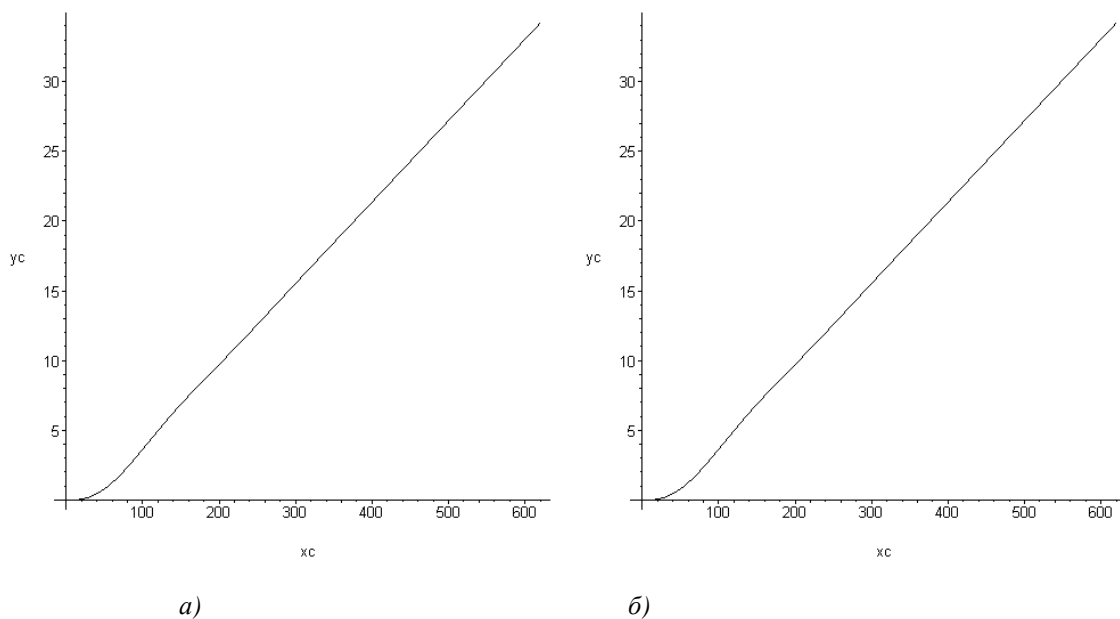


Рис. 4. Траєкторії центру мас автомобіля-тягача з керованим (а) і некерованим напівпричепом (б)

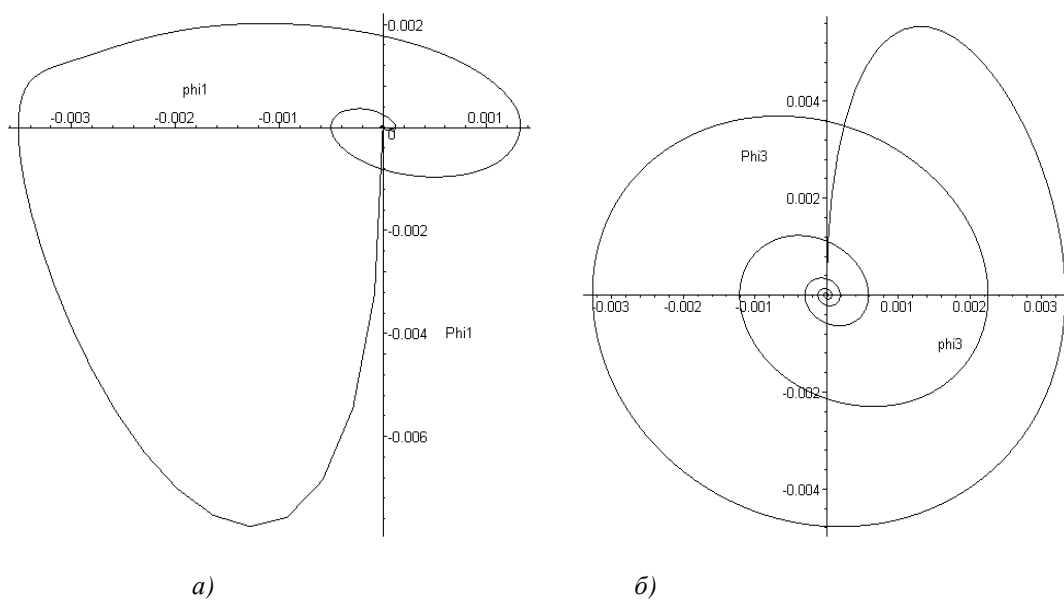


Рис. 5. Фазові портрети першого (а) і другого (б) кута складання автопоїзда з керованим напівпричепом (б) за початкового збурення $\omega(0) = 0,1$ рад./с

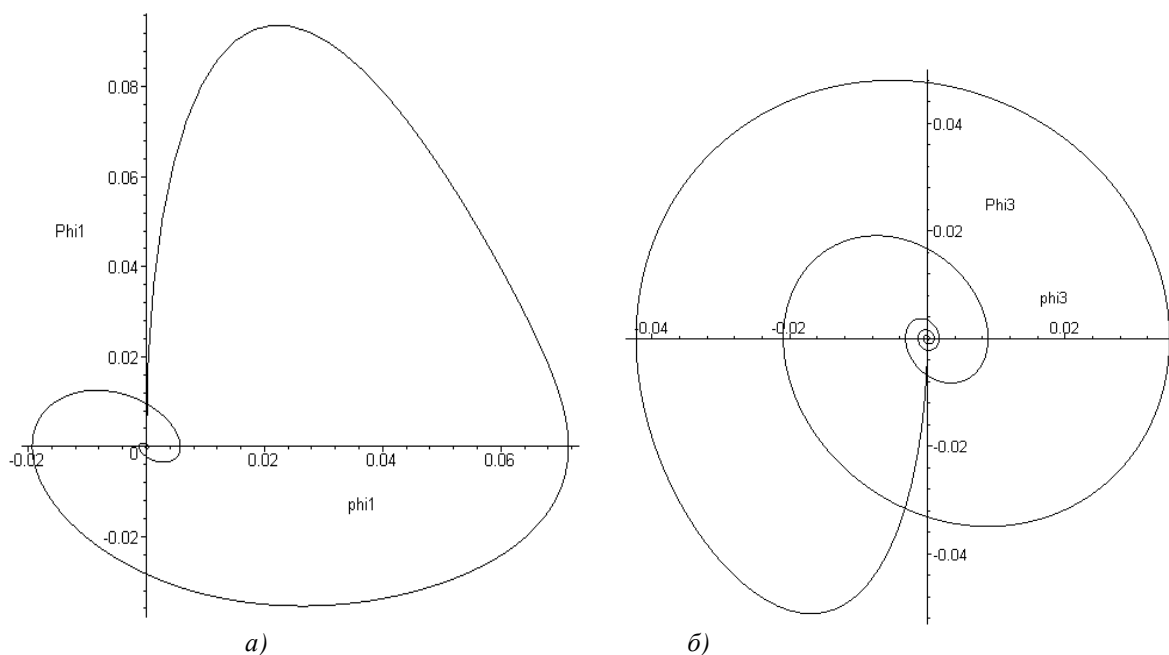


Рис. 6. Фазові портрети першого (а) і другого (б) кута складання автопоїзда з керованим напівприцепом (б) за початкового збурення $u(0) = 0,1$ м/с

Висновки. На основі розв'язку диференціальних рівнянь руху автопоїзда з керованим і некерованим напівприцепом визначені показники стійкості автопоїзда. Визначена критична швидкість прямолінійного руху автопоїзда та параметри руху автопоїзда при дії збурень. Показано, що автопоїзд з подвійним приводом управління на передню вісь возика напівпричепа майже не поступається автопоїзду з некерованим напівприцепом.

Список використаної літератури:

1. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М.Иванов и др. ; под общ. ред. Я.Е. Фаробина. – Машиностроение, 1993. – 224 с.
2. Бифуркации и катастрофы в динамических системах с симметрией: приложения к транспортной механике. Актуальные проблемы фундаментальных наук / Л.Г. Лобас, В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, Е.Л. Барилевич // Труды Второй Международной Научно-технической конференции. Симпозиум «Теоретическая и прикладная механика». – М. : Техносфера-Информ, 1994. С. 35–38.
3. До питання безпечності конструкції триланкових автопоїздів / В.П. Сахно, І.Ф. Вороніна, Р.М. Кузнецов, В.В. Стельмашук, К.В. Шкварко // Автошляховик України / Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті. – К. : 2004. – С. 62–67.
4. Фаробин Я.Е. Особенности оценки управляемости трехзвенных автопоездов / Я.Е. Фаробин, А.С. Будагян, Ю.А. Самойленко // Известия вузов. Машиностроение. М. : Изд-во МВТУ им. Баумана. – 1989. – № 5. – С. 77–81.
5. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Вербицкий В.Г., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів / В.П. Сахно, І.Ф. Вороніна, В.Г. Вербицкий, В.В. Стельмашук // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів : Науковий журнал. – Вип. 17. – К. : НТУ,ТАУ. – 2003. – С. 141–146.
6. Самойленко С.А. Методика оценки устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоїзда / С.А. Самойленко // Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств : сб. науч. тр. / МАДИ. – М. : 1982, С. 24–29.

БОСЕНКО Володимир Миколайович – асистент кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– маневреність і стійкість руху автопоїздів з керованими і некерованими причіпними ланками.

Тел.: (044)280-42-52.

МОЙСЯ Дмитро Леонідович – аспірант кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– маневреність і стійкість руху автопоїздів з керованими і некерованими напівпричепами.

Тел.: (044)280-42-52.

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

Наукові інтереси:

– триланкові автопоїзди;

– маневреність, керованість, стійкість руху.

Тел.: (044)280-42-52.

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

Наукові інтереси:

– теорія автомобіля і автопоїзда.

Тел.: (044)280-42-52.

E-mail: sakhno@ntu.edu.ua.

Стаття надійшла до редакції 14.08.2014