

**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].

Надійність теоретичних рекомендацій з вдосконалення конструкції АТЗ визначається максимально адекватним відстежуванням основних зв'язків між його 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 напівпричепа (найбільш загальний випадок), рис. 1, записані у вигляді:

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

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 напівпричепа, возика напівпричепа 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;

$\varphi_1, \varphi_2$  – 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 напівпричепа;

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

$MB$  – момент опору повороту керованої осі напівпричепа;

$PCH$  – передаточне відношення приводу управління;

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

$\theta, \theta_{21}$  – кути повороту ККМ тягача і напівпричепа.

Після визначення поздовжніх і поперечних реакцій у точках з'єднання ККМ і остова автомобіля-тягача, автомобіля-тягача і напівпричепа, напівпричепа 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.

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

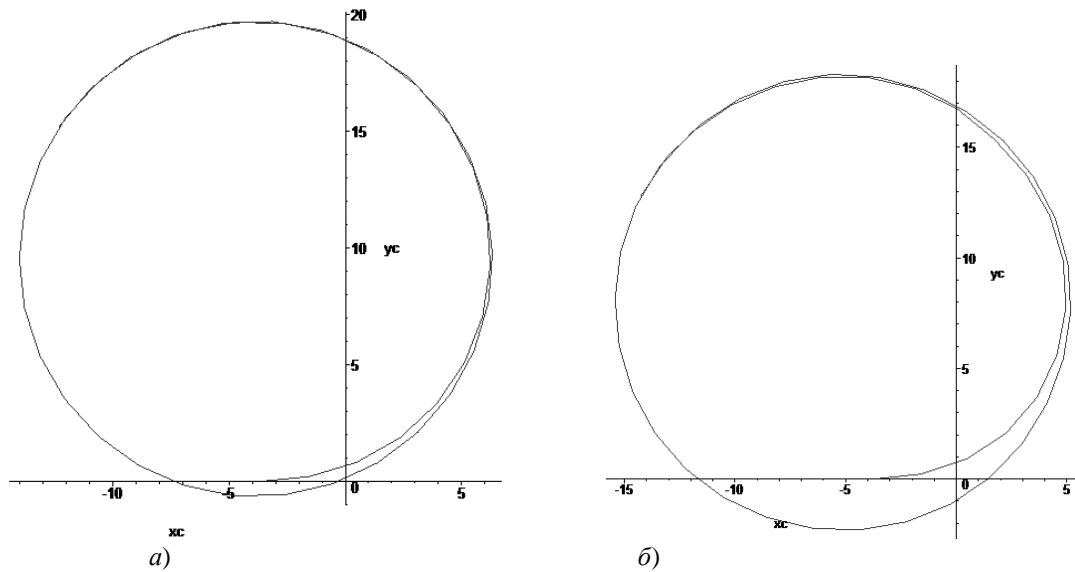


Рис. 1. Траєкторії центра мас автомобіля тягача для автопоїзда з керованим (а) і некерованим напівприцепом (б)

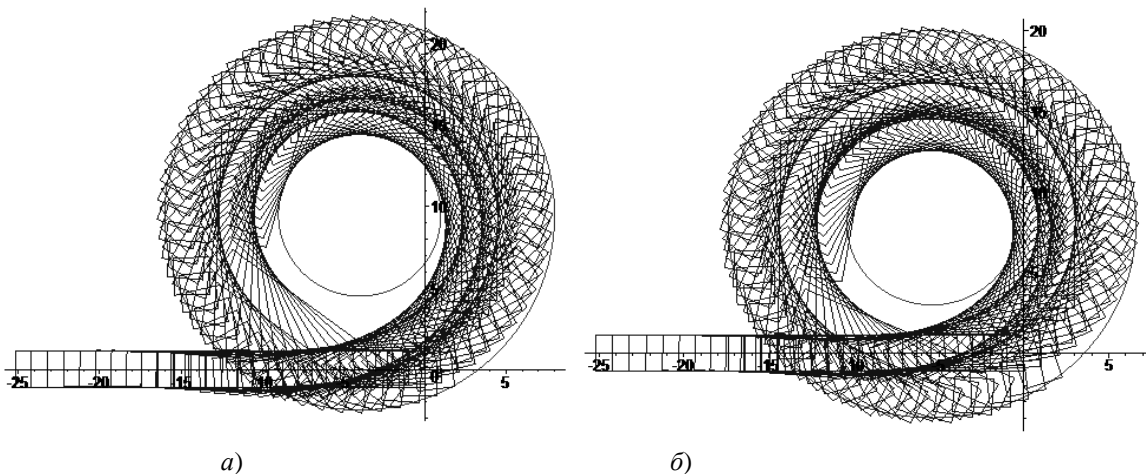


Рис. 2. Габаритна смуга руху автопоїзда автопоїзда з керованим (а) і екерованим напівприцепом (б)

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.

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

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Льєнара–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)

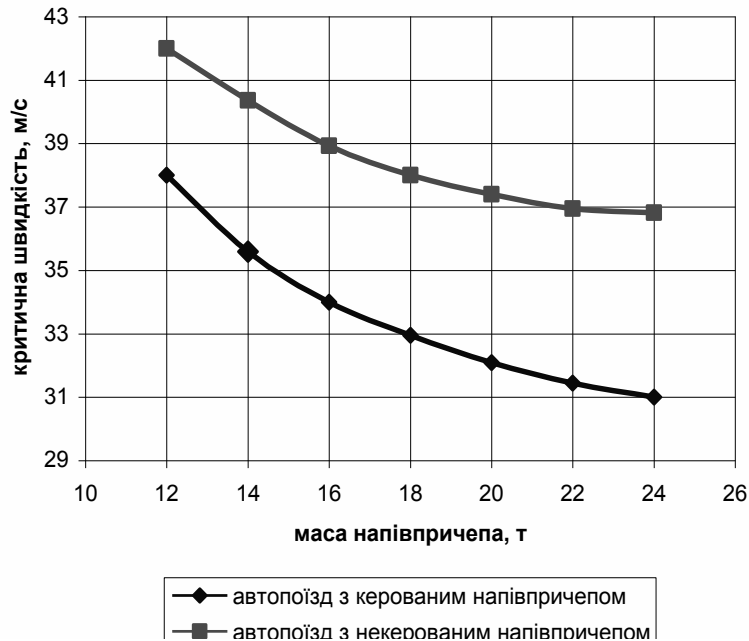


Рис. 3. Залежність критичної швидкості автопоїзда від маси напівпричепа

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.

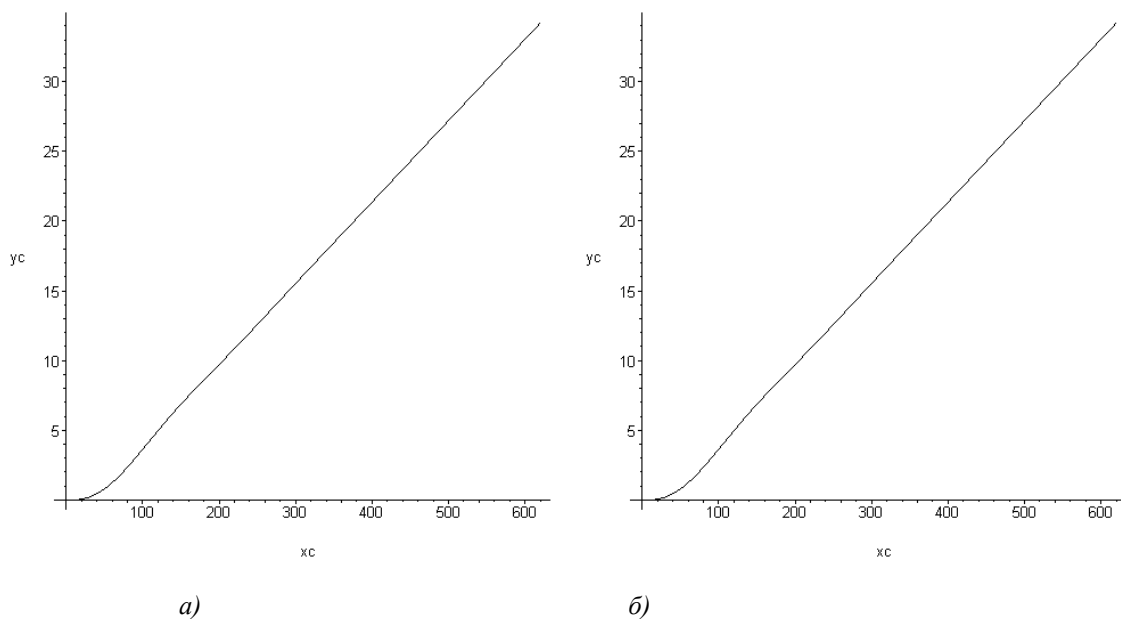


Рис. 4. Траєкторії центру мас автомобіля-тягача з керованим (а) і некерованим напівпричепом (б)

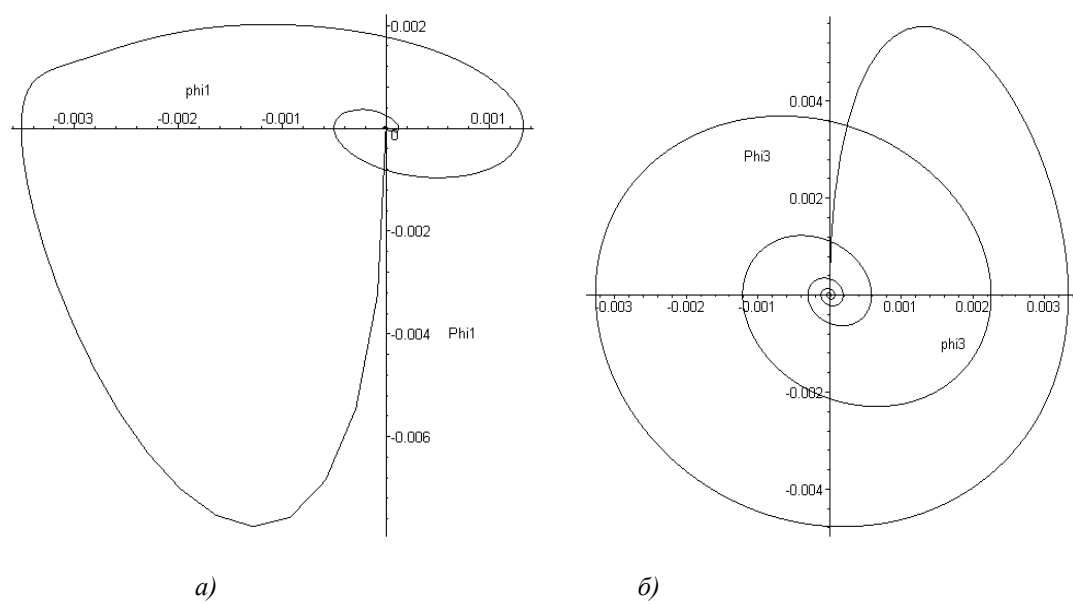


Рис. 5. Фазові портрети першого (а) і другого (б) кута складання автопоїзда з керованим напівпричепом (б) за початкового збурення  $\omega(0) = 0,1$  рад./с

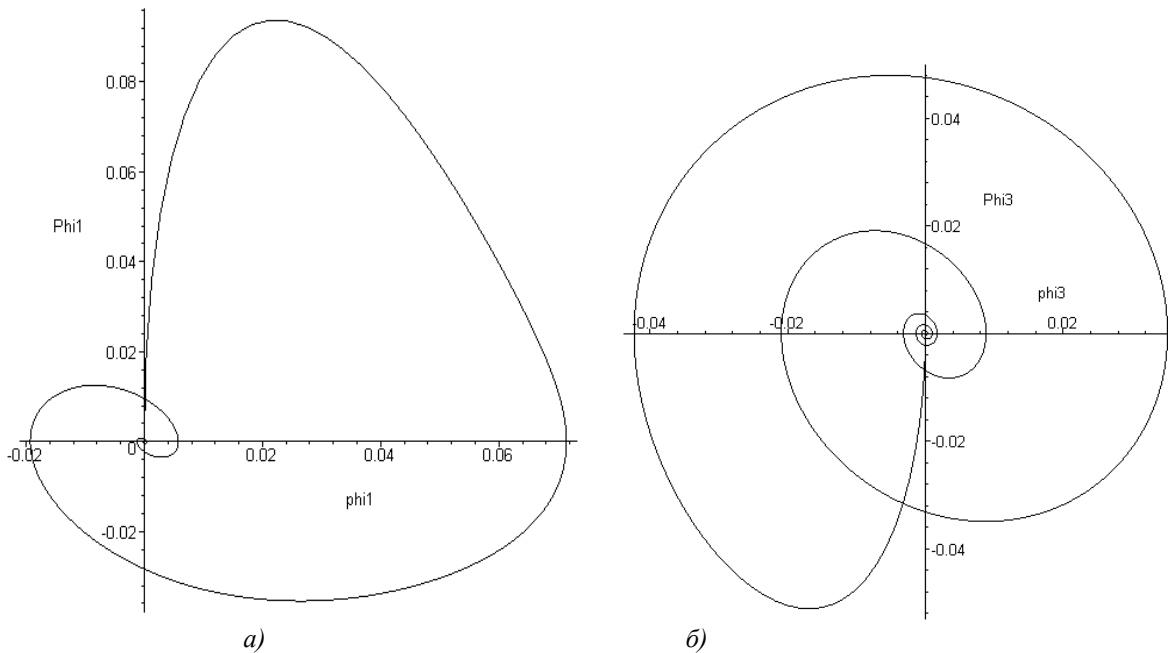


Рис. 6. Фазові портрети першого (а) і другого (б) кута складання автопоїзда з керованим напівприцепом (б) за початкового збурення  $u(0) = 0,1$  м/с

**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



**Босенко В.М., Мойся Д.М., Поляков В.М., Сахно В.П.** До порівняльної оцінки стійкості руху автопоїзда з некерованим і керованим напівприцепом

**Босенко В.М., Мойся Д.Л., Поляков В.М., Сахно В.П.** К сравнительной оценке устойчивости движения автопоезда с управляемым и неуправляемым полуприцепом

**Bosenko V.M., Moysya D.L., Polyakov V.M., Sakhno V.P.** To the comparative estimation of stability of motion of lorry convoy with the guided and out of control semitrailer

УДК 629.113

**К сравнительной оценке устойчивости движения автопоезда с управляемым и неуправляемым полуприцепом / В.М. Босенко, Д.Л. Мойся, В.М. Поляков, В.П. Сахно**

На основе решения дифференциальных уравнений движения автопоезда с управляемым и неуправляемым полуприцепом определены показатели устойчивости автопоезда. Показано, что автопоезд с двойным приводом управления на переднюю ось тележки полуприцепа почти не уступает автопоезду с неуправляемым полуприцепом.

**Ключевые слова:** автопоезд, полуприцеп, устойчивость, уравнения движения, угол складывания, скорость

УДК 629.113

**To the comparative estimation of stability of motion of lorry convoy with the guided and out of control semitrailer / V.M. Bosenko, D.L. Moysya, V.M. Polyakov, V.P. Sakhno.**

On the basis of decision of differential equalizations of motion of lorry convoy with the guided and out of control semitrailer the indexes of stability of lorry convoy are certain. It is rotined that a lorry convoy with the double drive of management on the fore-axle of light cart of semitrailer does not almost yield to the lorry convoy with an out of control semitrailer.

**Keywords:** lorry convoy, semitrailer, stability, equalizations of motion, corner of stowage, speed.