

УДК 629.113

*САХНО В.П., д.т.н., професор; ПОЛЯКОВ В.М., к.т.н., професор;
МОЙСЯ Д.Л., аспірант,
Національний транспортний університет, м. Київ*

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Побудована математична модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепи і виконано аналіз рівноважних станів системи. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими.

Ключові слова: модель автопоїзда, стаціонарні режими, плоскопаралельний рух, кут повороту

Постановка проблеми

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автомобільного поїзда-контейнеровоза, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції) є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики, параметри виконуваної транспортної роботи тощо. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для автопоїздів-контейнеровозів це вантажопідйомність, динаміка розганяння, стійкість, керованість, а зважаючи на те, що ці автопоїзди можуть експлуатуватися і в містах, крім того, маневреність, показники якої залежать як від габаритної довжини автопоїзда, так і від системи управління його ланками. У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12м, сидельних автопоїздів – на рівні 16,5м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [1] щодо маневреності автотранспортних засобів (АТЗ).

Для універсальних контейнеровозів при перевезеннях 45-футових контейнерів необхідно подовжувати автопоїзд, а це погіршує «вписуваність» його в поворот. Збільшення габаритної смуги руху (ГСР) створює небезпеку щодо зустрічного транспорту, ускладнює проїзд у міських умовах і в підсумку – знижує середньотехнічну швидкість руху всього транспортного потоку. Поліпшення «вписуваності» автопоїзда в поворот можливе за рахунок самовстановлюваних або керованих осей (коліс) причепів і напівпричепів.

Проведеними до теперішнього часу дослідженнями встановлено, що експлуатація сидельних автопоїздів у граничних режимах руху (максимальні швидкості, мінімальні радіуси повороту) вимагатиме конструктивних змін ланок автопоїзда-контейнеровоза. Ефективність використання сидельних автопоїздів під час транспортування всієї гами контейнерів в значній мірі залежить від їх здатності вписуватися в допустиму смугу руху і не створювати перешкод для транспортного потоку. Розв'язання цієї проблеми можливе при обладнанні напівпричепів само-встановлюваними або керованими колесами.

Мета роботи

Порівняльна оцінка автопоїздів-контейнеровозів із самоустановлювальною і керованою віссю напівпричепи.

Результати досліджень

При складанні диференціальних рівнянь руху слід враховувати, що відмінності в конструкціях автопоїздів у переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна.

Автопоїзд, вигляд якого у плані показаний на рис. 1, має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформи і возика. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на возик, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі возика.

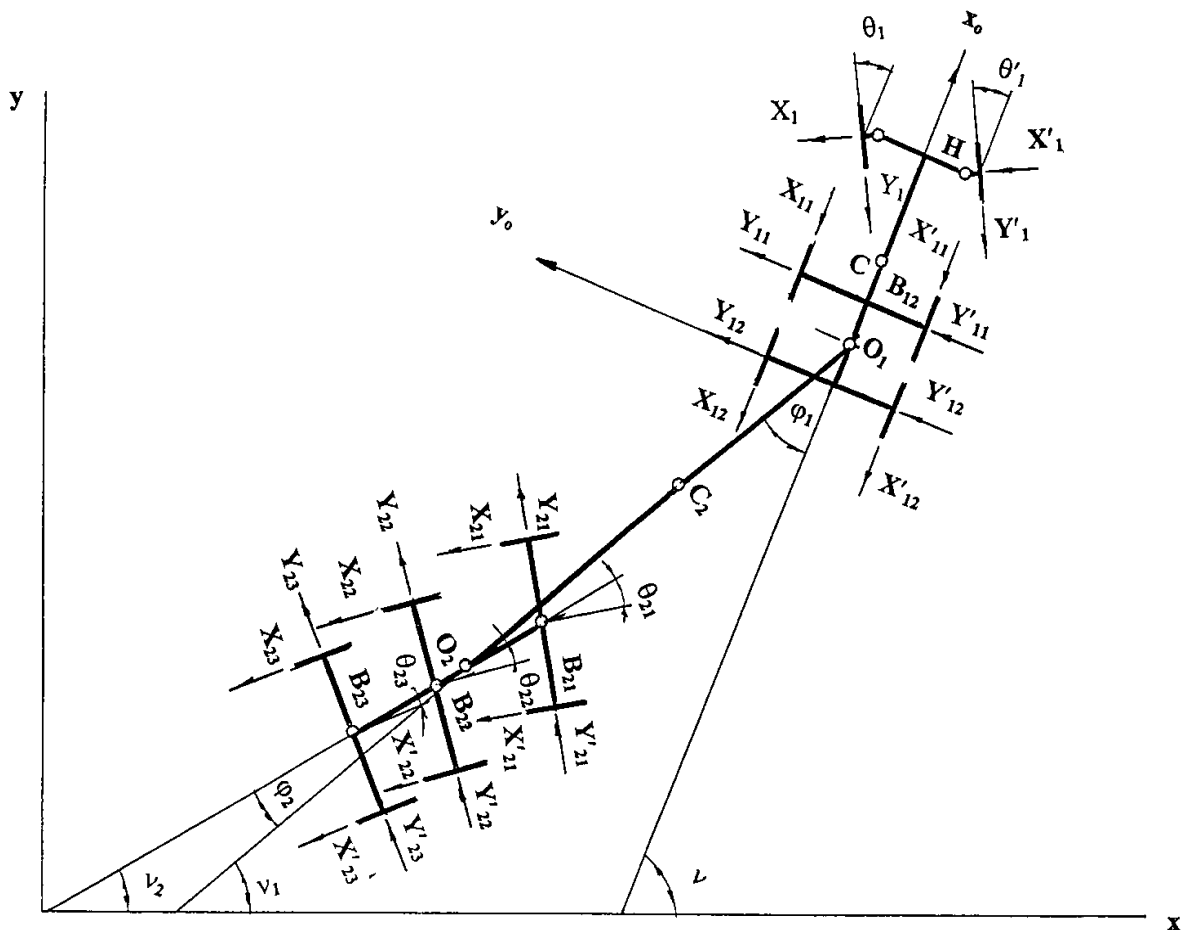


Рис. 1. Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах, існують взаємні нелінійні зв'язки, що проявляють себе в різних режимах руху по різному. Про це свідчить досить широка практика досліджень керованості та стійкості одиночних автомобілів.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ_1' . Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса всіх осей поворотні (за подвійного приводу управління колеса передньої осі поворотні, при застосуванні самоустановлювальних коліс напівпричепа – колеса задньої осі возика поворотні). Кут повороту коліс осей позначено через θ_{2j} .

Введемо наступні позначення:

$\Sigma = Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат;

$C_{(x,r)_\Sigma}$, m , I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягача відносно вертикальної осі;

$C_{K(X_k, Y_k)_\Sigma}$, m_f , I_k – теж саме для кінематично незалежних елементів остова напівпричепи і його візка ($k = 1, 2$);

\mathcal{G} , \mathcal{G}_1 , \mathcal{G}_2 – курсові кути ланок;

φ_1 , φ_2 – кути складання кінематично незалежних елементів ведених ланок;

V , U – поздовжня та бокова проекції швидкості точки С, тобто проекції швидкості точки С на осі рухомої системи координат, що постійно пов'язана з тягачем;

M_c – момент опору повороту возика напівпричепи;

$X_{i,j}$, $Y_{i,j}$, $Z_{i,j}$ – поздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса возика напівпричепи.

Геометричні параметри автопоїзда, рис. 1:

$$a = CA, b_{li} = CB_{li} \quad (i = 1, 2), c = CO_1, d_1 = O_1C_1, c_1 = C_1O_2, l_1 = d_1 + c_1, d_2 = O_2C_2,$$

$$b_{2j} = C_2B_{2j} \quad (j = 1, 2, 3), l_2 = b_{21} + b_{23}$$

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одна одній обставинами: по-перше, математична модель повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути понадміру високою, оскільки це значно знижує потенційні можливості її аналізу. З урахуванням зроблених зауважень у роботі [2] отримана система рівнянь, що описує плоскопаралельний рух автопоїзда. Ця система записана у вигляді:

$$\left\{ \begin{aligned} & (m + m_1 + m_2)\dot{V} - [m_1d_1 + m_2l_1] \sin \phi_1 + m_2d_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)\dot{\omega} + (m_1d_1 + m_2l_1) \sin(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_1 + \\ & m_2d_2 \times \sin(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_1 + m_2d_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_2 + m\omega U + (m_1 + m_2)\omega(U + \omega c) + (m_1d_1 + m_2l_1) \times \\ & \times \omega_1^2 \cos \phi_1 - m_2d_2\omega_2^2 \cos(\phi_1 + \phi_2) = Y_1 \sin \theta_1 - X_1 \cos \theta_1 + Y_1' \sin \theta_1' - X_1' \cos \theta_1' - \sum (X_{1i} + X_{1i}') + \\ & + \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \phi_2)]; \\ & (m + m_1 + m_2)\dot{U} - [c(m_1 + m_2) + (m_1d_1 + m_2l_1) \cos \phi_1 + m_2d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)]\dot{\omega} + (m_1d_1 + m_2l_1) \times \\ & \times \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_1 + m_2d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_2 + (m + m_1 + m_2)\omega V - (m_1d_1 + m_2l_1)\omega_1^2 \sin \phi_1 - \\ & - m_2d_2\omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2) = Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1' + \sum (Y_{1i} + Y_{1i}') + \\ & + \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2)]; \\ & -c(m_1 + m_2)\dot{U} + \{I + c^2(m_1 + m_2) + c[(m_1d_1 + m_2l_1) \cos \phi_1 + m_2d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)]\}\ddot{\phi}_1 - \\ & - cm_2d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)\ddot{\phi}_2 - c(m_1 + m_2)\omega V + c[(m_1d_1 + m_2l_1)\omega_1^2 \sin \phi_1 + m_2d_2\omega_2^2 \sin(\phi_1 + \phi_2)] = \\ & = (X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1)(\varepsilon \sin \theta_1 + a) + (Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1')(a + \varepsilon \sin \theta_1') + (Y_1 \sin \theta_1 + X_1 \cos \theta_1) \times \\ & \times (H + \varepsilon \cos \theta_1) - (Y_1' \sin \theta_1' + X_1' \cos \theta_1')(H + \varepsilon \cos \theta_1') - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}')b_{2j} - c \sum [(Y_{2j} + Y_{2j}') \times \\ & \times \cos(\theta_{2j} + \phi_2) - (X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2)]; \\ & (m_1d_1 + m_2l_1) \sin \phi_1 \dot{V} + (m_1d_1 + m_2l_1) \cos \phi_1 \dot{U} - [I_1 + m_1d_1(c \cos \phi_1 + d_1) - m_2l_1(l_1 + c \cos \phi_1 + \\ & + d_2 \cos \phi_2)]\dot{\omega} + [I_1 + m_1d_1^2 + m_2l_1(d_2 \cos \phi_2 + l_1)]\ddot{\phi}_1 + I_1m_2d_2 \cos \phi_2 \times \ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - \\ & - (U - \omega c) \sin \phi_1](m_1d_1 + m_2d_2) - m_2d_2l_1\omega_2^2 \sin \phi_1 = \sum l_1[(X_{2j} + X_{2j}') \sin(\theta_{2j} + \phi_2) + \\ & + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos(\theta_{2j} + \phi_2)] + M_1; \\ & [m_2d_2 \sin(\phi_1 + \phi_2)]\dot{V} + [(m_2d_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)]\dot{U} - [I_2 + m_2d_2(c \cos(\phi_1 + \phi_2) + d_2 + l_1 \cos \phi_2)]\dot{\omega} \\ & + [I_2 + m_2d_2^2(d_2 + l_1 \cos \phi_2)]\ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2d_2^2)\ddot{\phi}_2 + [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1]m_2d_2\omega + \\ & + m_2d_2l_1\omega_2^2 \sin \phi_2 = \sum \{-H_2(X_{2j} + X_{2j}') + (d_2 + b_{2j}) \times [(X_{2j} + X_{2j}') \times \sin \theta_{2j} + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \theta_{2j}]; \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Записана система рівнянь (1) дозволяє визначати показники маневреності і стійкості руху сидельних автопоїздів різних компоновальних схем. Для аналізу прийнято:

- класичний дволанковий автопоїзд (з некерованим напівприцепом);
- автопоїзд із самоустановлювальною віссю напівпричепа;
- сидельний автопоїзд за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа.

Розглядалися автопоїзди з однаковими наборами параметрів при однакових керуючих впливах.

Параметри для аналізу математичної моделі автопоїзда у складі автомобіля-тягача DAF XF 95.430 та напівпричепа KRONE – SDP 24:

$m=18000$ кг; $m_1=21200$ кг; $m_2=800$ кг; $a=2,4$ м; $b=1,1$ м; $c=2,1$ м; $b_1=2,8$ м; $d_1=5,4$ м; $k_1=160000$ Н; $k_2=326000$ Н; $k_3=365000$ Н; $I=16500$ кг×м²; $I_1=58200$ кг×м²; $I_2=520$ кг×м²; $\chi_i = 0,8$; $K=1,5$.

Так, значенням керуючих параметрів $v = 4,5$ м/с, $\theta = 0,38$ рад відповідає круговий стаціонарний режим:

- для автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу на передню вісь напівпричепа

$$\{ u^* = 1,158 \text{ м/с}, \omega^* = 0,456 \text{ рад/с}, \varphi^* = 0,54 \text{ рад}, \phi^* = 0,147 \text{ рад} \};$$

- для автопоїзда з самоустановлювальною віссю напівпричепа

$$\{ u^* = 1,106 \text{ м/с}, \omega^* = 0,511 \text{ рад/с}, \phi^* = 0,685 \text{ рад}, \phi_1^* = 0,169 \text{ рад} \};$$

- для автопоїзда з некерованим напівприцепом

$$\{ u^* = 1,062 \text{ м/с}, \omega^* = 0,464 \text{ рад/с}, \phi^* = 0,92 \text{ рад} \}.$$

Траєкторії руху центру мас тягача за обраних керуючих параметрів у площині дороги і конфігурації ланок автопоїздів представлені на рис. 2.

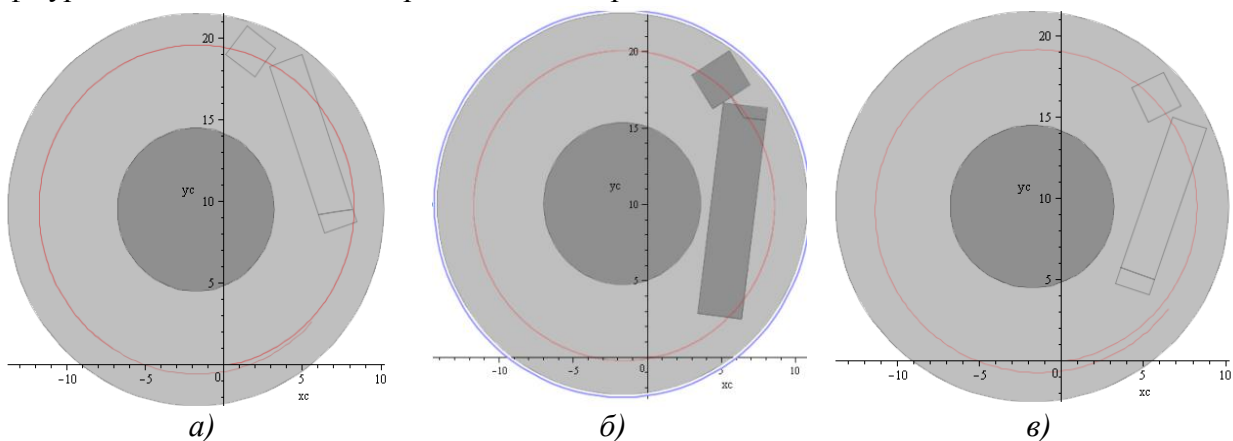


Рисунок 2. Конфігурація автопоїзда в площині дороги:

- а) з керованим напівприцепом; б) із самоустановлювальною віссю;*
- в) класичний дволанковий*

На основі аналізу отриманих значень кутів складання і траєкторій ланок автопоїзда можна зробити висновок, що кращими показниками маневреності володіє компоновальна схема сидельного автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа. Для визначення параметрів стаціонарних рухів розглянемо більш детально цю компоновальну схему.

Диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автопоїзда отримаємо із системи рівнянь (1), прирівнявши нулю ті параметри, що нехарактерні для такого автопоїзда, які у загальному вигляді записані як

$$\begin{aligned}
 -v & f(v, u, \omega, \phi, \phi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -u & f(v, u, \omega, \phi, \phi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\omega & f(v, u, \omega, \phi, \phi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\phi & f(v, u, \omega, \phi, \phi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\phi_1 & f(v, u, \omega, \phi, \phi_1, V, U, \Omega, \Phi, \Phi_1, PP, PP_1, \theta, \theta_1) = 0.
 \end{aligned} \tag{2}$$

При сталому режимі руху значення всіх фазових змінних стають постійними. Таким чином, уся множина стаціонарних режимів визначається системою (2), в якій потрібно покласти

$$v = \text{const}, V = U = \Omega = \Phi = \Phi_1 = PP = PP_1 = 0$$

При цьому отримаємо рівняння зі змінними:

$$\begin{aligned}
 -u & f(u, \omega, \phi, \phi_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\omega & f(u, \omega, \phi, \phi_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\phi & f(u, \omega, \phi, \phi_1, \theta, \theta_1) = 0; \\
 -\phi_1 & f(u, \omega, \phi, \phi_1, \theta, \theta_1) = 0.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Рівняння (3) є умовами рівноваги для автопоїзда з керованою віссю напівпричепа: перше – умова рівності нулю сил на поперечну вісь тягача; друге – умова рівності нулю головного моменту сил (полюс приведення – центр мас тягача); третє – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на напівпричіп (полюс приведення – центр мас напівпричепа); четверте – умова рівності нулю головного моменту сил, що діють на опорний візок (полюс приведення – центр мас візка).

У роботі [3] було показано, що дана модель за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа структурно нестійка, але її можна дослідити щодо наявності кругових стаціонарних режимів і оцінити конфігурацію ланок автопоїзда. При цьому система рівнянь (2) може бути використана щодо визначення стаціонарних режимів ітераційним методом, а система рівнянь (3) – щодо чисельного інтегрування.

Для доведення нестійкості даної моделі в околі прямолінійного руху було складено матрицю Якобі рівняння (3) з фазовим змінним u, ω, ϕ, ϕ_1 .

Визначник цієї матриці дорівнює вільному члену характеристичного рівняння. Необхідна умова стійкості за А. Стодола полягає в тому, що вільний член характеристичного рівняння повинен бути більше нуля. Значення поздовжньої швидкості v , що обертає визначник матриці в нуль, є критичним (при досягненні даної швидкості відбувається втрата стійкості). Таким чином, якщо обчислити визначник в аналітичному вигляді, прирівняти його до нуля і з отриманої рівності визначити v , то отримаємо вираз критичної швидкості в аналітичному вигляді.

Як показали обчислення, визначник вищенаведеної матриці тотожно дорівнює нулю, а значить не залежить від v . Отже, дана модель структурно нестійка в околі прямолінійного режиму, а значення критичної швидкості дорівнює нулю. Спроби визначити стійкі стаціонарні режими

під час руху по колах досить великого радіуса також виявили структурну нестійкість такого автопоїзда.

$$\left[\frac{k_1 + k_3 + k_2}{v}, \frac{m_1 v^2 + m_2 v^2 + k_1 a - k_3 c - k_3 d_1 - k_3 c_1 - k_3 d_2 - k_3 b_2 - k_2 b + m v^2}{v}, k_3, k_3 \right]$$

$$\left[-\frac{k_3 c - k_1 a + k_2 b}{v}, \frac{-c k_3 d_1 - k_2 b^2 - k_3 c^2 - k_1 a^2 - c k_3 c_1 + c m_1 v^2 + c m_2 v^2 - d_2 k_3 c - k_3 b_2 c}{v}, -k_3 c, -k_3 c \right]$$

$$\left[-\frac{k_3 (d_1 + c_1)}{v}, -\frac{-c k_3 d_1 - c k_3 c_1 - k_3 d_1^2 - k_3 c_1^2 + d_1 m_1 v^2 + d_1 m_2 v^2 + c_1 m_2 v^2}{v} \right.$$

$$\left. -\frac{-2c_1 k_3 d_1 - d_2 k_3 d_1 - d_2 k_3 c_1 - k_3 b_2 d_1 - k_3 b_2 c_1}{v}, -k_3 d_1 - k_3 c_1, k_3 (-d_1 - c_1) \right]$$

$$\left[-\frac{(d_2 + b_2) k_3}{v}, -\frac{d_2 m_2 v^2 - d_2^2 k_3 - k_3 b_2^2 - d_2 k_3 c - d_2 k_3 d_1 - d_2 k_3 c_1 - k_3 b_2 c}{v} \right.$$

$$\left. -\frac{-k_3 b_2 d_1 - k_3 b_2 c_1 - 2k_3 b_2 d_2}{v}, -k_3 d_2 - k_3 b_2, -k_3 d_2 - k_3 b_2 \right]$$

Тому у будь-якій системі управління автопоїздом наявний жорсткий кінематичний зв'язок, зокрема для системи подвійного управління він зображений на рис. 3.

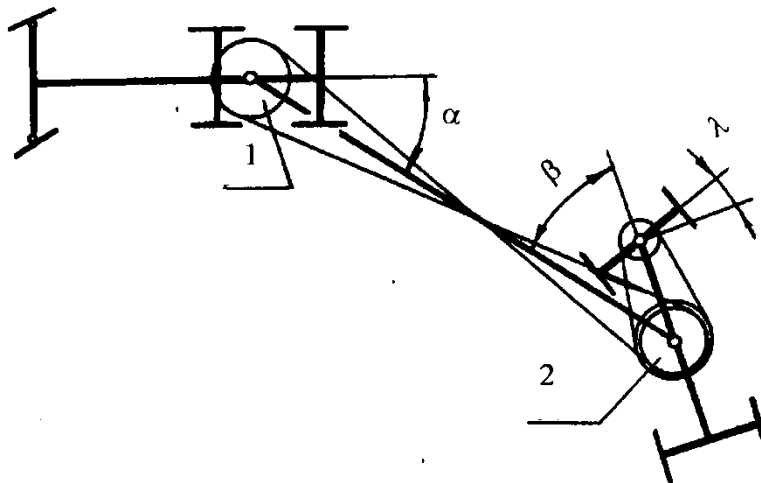


Рис. 3. Схема подвійного приводу управління на передню вісь возика напівпричепа

Далі визначено стійкі кругові стаціонарні режими під час руху автопоїзда по колу. Набору конструктивних параметрів автопоїзда за керуючих параметрів $\theta=0,38$ рад і $v=5$ м/с відповідає стійкий круговий стаціонарний режим:

$$\{ u^* = 1,041 \text{ м/с}, \omega^* = 0,511 \text{ рад/с}, \phi^* = -7,898 \text{ рад}, \phi_1^* = -4,676 \text{ рад} \}$$

Стійкість отриманого стаціонарного режиму підтверджує спектр власних значень:

$$\begin{aligned} eigv := & -0.005288260944 + 0.6250834805 I, -14.17459637 + 1.386043145 I, \\ & -33.64463075, -123.1874797, -14.17459637 - 1.386043145 I, \\ & -0.005288260944 - 0.6250834805 I \end{aligned}$$

Корені характеристичного рівняння системи у варіаціях мають від’ємні дійсні частини, тобто згідно з теоремою Ляпунова, круговий режим руху асимптотично стійкий. Конфігурація автопоїзда при цьому має суттєву особливість – возик напівпричепа орієнтований у зовнішню сторону відносно траєкторії центру мас тягача.

На рис. 4 показана конфігурація автопоїзда при отриманому стаціонарному режимі, де позначено: 1 – поздовжня вісь тягача, 2 – поздовжня вісь напівпричепа, 3 – поздовжня вісь опорного візка. Центр мас тягача позначено точкою *C*. Конфігурація будувалася в площині дороги так, що ордината точки *C* визначає радіус кола, яким рухається центр мас тягача ($Y_c=9,99$ м), причому центром обертання є початок координат. У даному випадку вектор швидкості центра мас тягача паралельний осі абсцис, а значить, радіус обертання тягача перпендикулярний тій самій осі. Цей результат був очікуваним, бо при іншій конфігурації автопоїзда врівноважити відцентрову силу возика напівпричепа не представляється можливим.

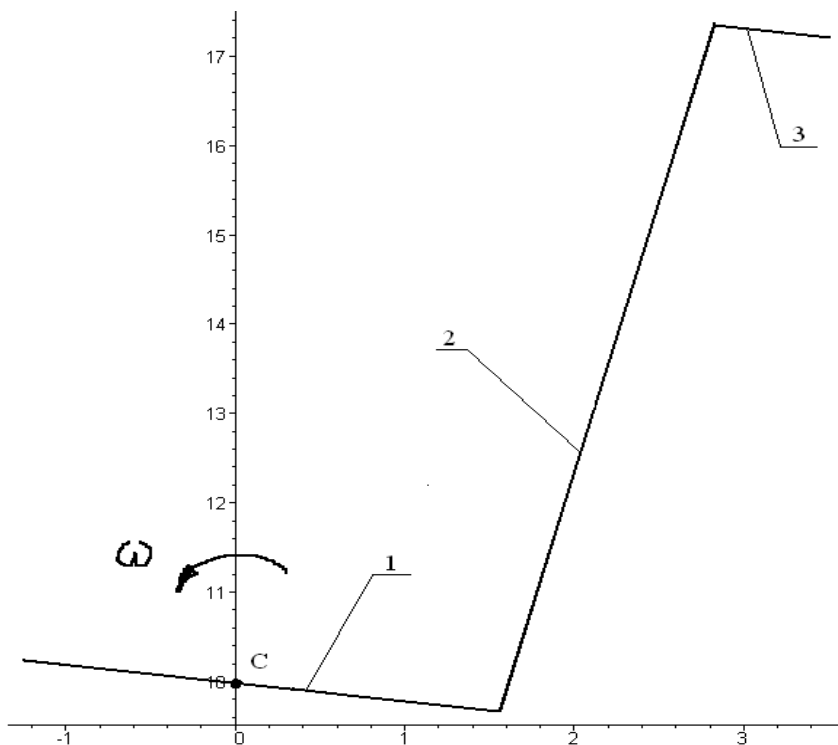


Рисунок 4. Конфігурація ланок автопоїзда в площині дороги

Рисунок 5а ілюструє процес входження автопоїзда в стаціонарний режим (при цьому радіус кривизни траєкторії залишається практично постійним $R \approx 10$ м, але відбувається зміщення центру обертання). Даний факт підтверджується геометричною побудовою траєкторії, заснованою на значенні стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом (значення радіуса в цьому випадку $R=9,986$ м).

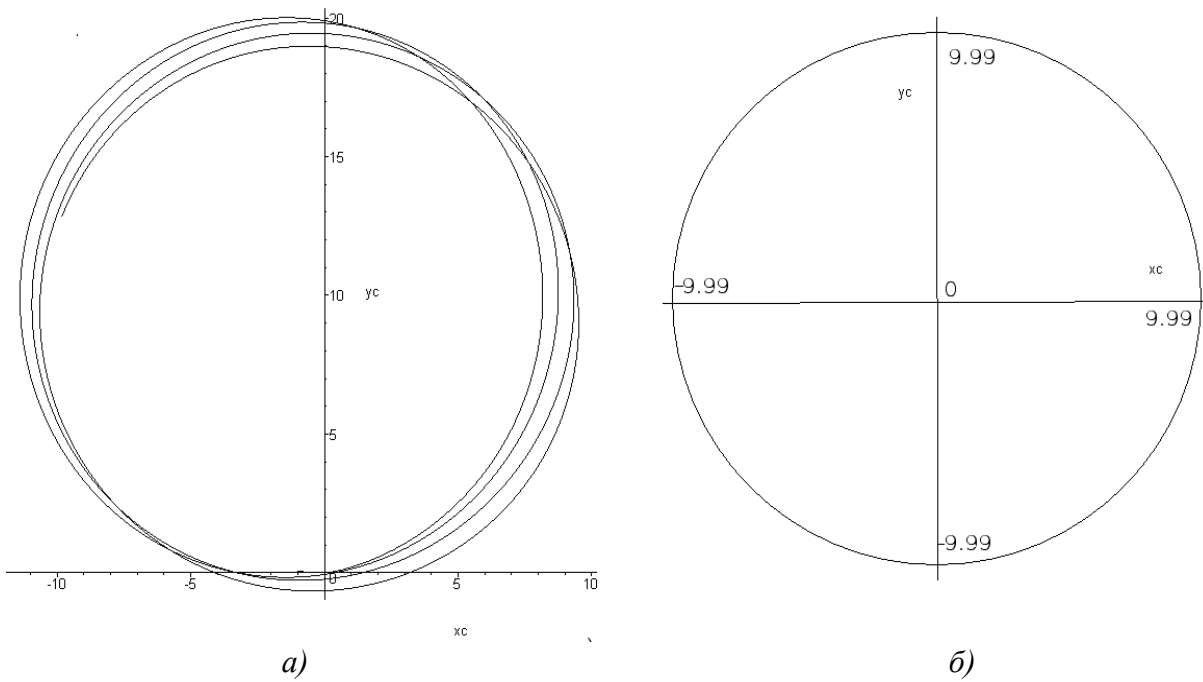


Рис. 5. Траєкторія руху центра мас тягача в площині дороги, що отримана:

а) чисельним інтегруванням в пакеті Maple; б) геометрично

На рис. 6 показано конфігурації автопоїзда при значеннях $\theta=0,35$ рад, $\theta=0,45$ рад і $\theta=0,55$ рад, побудова яких базується на значеннях стаціонарного режиму, отриманого ітераційним методом. При цьому конфігурації ланок автопоїзда суттєво не відрізняються між собою, змінюється лише радіус обертання автопоїзда (це ординати точок) і незначно кути складання.

При аналізі моделі встановлено, що стійкі стаціонарні режими для даної конфігурації автопоїзда завідомо реалізуються в межах $0,1 \text{ рад} < \theta < 0,9 \text{ рад}$.

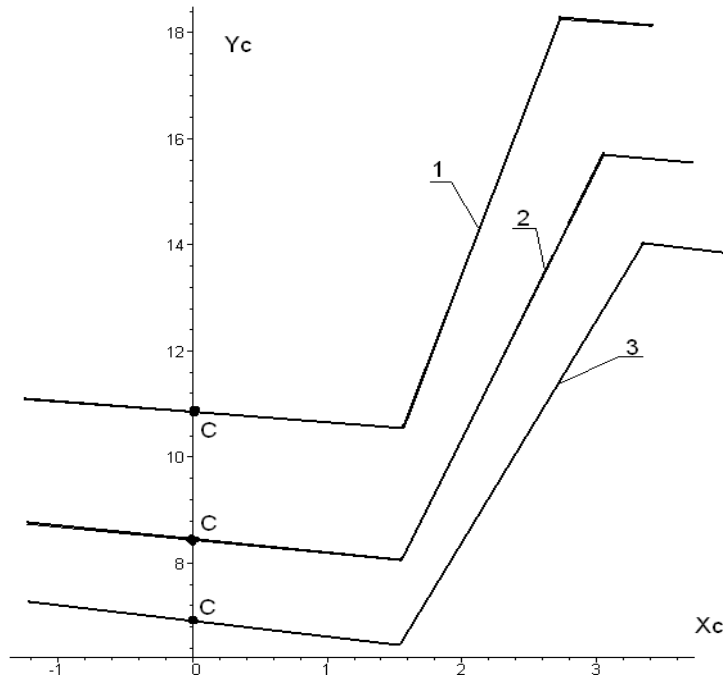


Рис.6. Конфігурація автопоїзда при різних значеннях кута повороту керованих коліс тягача:

1 – $\theta=0,35$ рад; 2 – $\theta=0,45$ рад; 3 – $\theta=0,55$ рад

Висновки

Побудовано математичну модель автопоїзда з керованою віссю напівпричепа і виконано аналіз рівноважних станів системи. Доведено структурну нестійкість такої моделі за відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між автомобілем-тягачем і керованою віссю напівпричепа в околі прямолінійного руху. Встановлено, що при заданій поздовжній швидкості існує деякий діапазон зміни кута повороту керованих коліс тягача, в межах якого можуть існувати стійкі стаціонарні режими.

Список 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. Володимир Сахно, Роман Марчук, Микола Файчук. Дослідження маневреності і стійкості автопоїзда-контейнеровоза при криволінійному русі за різних схем управління напівприцепом //An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery //Commission of motorization and energetics in agriculture//MOTROL, Vol.14, No. 4. – Lublin, 2012. С.185-191.

3. Лобас Л.Г. К теории движения трехзвенных многоосных пневмоколесных машин. – Прикладная механика, 1990, т. 26, № 4, с. 112–118.

Сахно В.П., Поляков В.М., Мойся Д.Л. К определению устойчивости движения автопоезда-контейнеровоза с управляемым полуприцепом

Аннотация. Разработана математическая модель автопоезда с управляемой осью полуприцепа и выполнен анализ равновесных состояний системы. Установлено, что при заданной продольной скорости существует некоторый диапазон изменения угла поворота управляемых колес тягача, в границах которого могут существовать устойчивые стационарные режимы.

Ключевые слова: модель автопоезда, стационарные режимы, плоскопараллельное движение, угол поворота.

Sakhno V.P., Poliakov V.M., Moisia D.L. To the determination of the stability of motion of lorry convoy with controllable semi-trailer

Abstract. The mathematical model of lorry convoy is developed with the guided ax of semitrailer and the analysis of the balances states of the system is executed. Direction, that at set longitudinal speed exists some range of change corner of turn of the guided wheels of tractor which the steady stationary modes can be within bounds of.

Keywords: model of lorry convoy, stationary modes, plane-parallel motion, corner of turn.

Стаття надійшла до редакції 05.05.2014 р.