

УДК 629.113

*САХНО В.П., д.т.н., професор,
Національний транспортний університет, м. Київ;
СТЕЛЬМАЩУК В.В., к.т.н., доцент; КОЗАЧУК Л.С., аспірант,
Луцький національний технічний університет*

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДІВ КАТЕГОРІЇ М1

У статті розглянуто вплив координат центра мас тягового автомобіля, розташування точки зчипки, масових параметрів, бази причепа і довжини дишла на критичну швидкість руху автопоїзда категорії М1.

***Ключові слова:** Автомобіль, причіп, рівняння, рух, критична швидкість, маса, параметри, стійкість*

Вступ

Історія розвитку автомобільного транспорту нерозривно пов'язана з підвищенням вимог до безпеки руху. Особливої актуальності набула ця проблема останнім часом, коли чітко простежуються тенденції збільшення кількості транспортних засобів на дорогах України і значного збільшення швидкостей руху. Безпека конструкції автотранспортних засобів (АТЗ), що істотно впливає на ризик виникнення дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) та тяжкість їхніх наслідків, є предметом жорсткого законодавчого регулювання в більшості країн світу. На жаль, в Україні перелік і рівень вимог законодавчо регульованої сфери до параметрів, що характеризують пасивну та активну безпеку АТЗ, значно нижчий у порівнянні з країнами ЄС – 33 регламенти і з Росією – 36.

В останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепа та напівпричепа з тентами та бортовими платформами, напівпричепа з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепа контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепа-розпуски, причепа сортиментовози тощо. За період з 1983 року по 2009 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 158 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Виробництво причіпної техніки обумовлено значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам щодо розмірів і масових параметрів, забезпеченню безпечних умов експлуатації. Організація цих вимог у комплексі визначає конструктивні особливості того чи іншого транспортного засобу. Розробка нових конструкцій причепів та оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається за рахунок модернізації та створення нових вузлів, агрегатів і систем, використання зарубіжних та вітчизняних комплектуючих і матеріалів. При цьому значна увага приділяється питанням безпеки руху автопоїздів, зокрема автопоїздів категорії М1, що знайшли широке застосування не тільки в державних і приватних підприємствах, а й серед автомобілістів-аматорів. Забезпечення безпеки руху таких автопоїздів є актуальною задачею.

Проведеними раніше дослідженнями стійкості автопоїздів [1-4] доведено, що критична швидкість їх руху суттєво залежить від масових параметрів автопоїзда. Тому **метою роботи** є визначення впливу геометричних і масових параметрів тягового автомобіля і причепа на показники стійкості автопоїзда категорії М1.

Результати досліджень

Дослідження маневреності і стійкості руху автопоїздів базується на розв'язку диференціальних рівнянь руху. У роботі [5] система диференціальних рівнянь руху автопоїзда категорії М1 (рис. 1,2) записана у вигляді:

$$\left\{ \begin{aligned} & (m_0 + m + m_1) \dot{V} + \{m_0 c \sin \theta - m_1 d_3 \sin \theta_1 + m_0 c \sin \theta \cdot \ddot{\theta} + m_1 d_3 \sin \theta_1 \ddot{\theta}_1 - \omega u (m_0 + m + m_1) + \\ & + m_0 c (\omega + \dot{\omega})^2 \cos \theta + m_1 (\omega - \dot{\theta}_1)^2 d_3 \cos \theta_1 + \omega^2 (m_1 d - m_0 a) = X_1 \cos \phi - Y \sin \theta + X_2; \\ & (m_0 + m + m_1) \dot{u} + [m_0 (a - c \cos \theta) - m_1 (d_3 \cos \phi + d)] \dot{\omega} - m_0 c \cos \theta \cdot \ddot{\theta} - \\ & - \omega V (m_0 + m + m_1) + m_0 c (\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta = X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta + Y_2; \\ & [I + m_1 d (d + d_3 \cos \phi) + m_0 a (a - c \cos \phi)] \dot{\omega} - \{m_1 d d_3 \cos \theta_1 + (m_0 a - m_1 d) \dot{u} - m_0 a c \cos \theta \ddot{\theta} + \\ & + (m_0 a - m_1 d) \omega V + m_0 a c (\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta = X_1 a \sin \theta + Y_1 a \cos \theta - Y_2 b_2 + M_0 - M_{CT1}; \\ & (I_1 + m_1 d_3^2) \ddot{\phi} - (I_1 + m_1 d_3^2) \dot{\omega} + m_1 d_3 \cdot \dot{V} + m_1 d_3 \cdot \dot{u} + m_1 d_3 \omega V c = -M_1 + Y_3 (b_{31} + d_3) \end{aligned} \right. \quad (1)$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

- m, m_0, m_1 – відповідно маси тягового автомобіля, його ККМ і причепа;
- I, I_0, I_1 – відповідно моменти інерції тягового автомобіля, його ККМ і причепа відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас;
- V – поздовжня швидкість центра мас автомобіля;
- u_0, u, u_1 – відповідно поперечні швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа;
- $\omega, \omega_0, \omega_1$ – відповідно кутові швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа;
- X_i – поздовжні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;
- Y_i – поперечні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;
- M_{CT1} – стабілізуючий момент керованих коліс автомобіля;
- M_0 – момент опору повороту ККМ;
- M_1 – момент опору повороту причепа щодо осі шворня;
- a, b_{ij}, c, d, d_3 – геометричні параметри автопоїзда.

Поперечні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда виражаються через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення, а саме:

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\phi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}}, \quad (2)$$

де δ_i, Y_i – кути відведення та бічні реакції;

ϕ – коефіцієнт зчеплення між шиною та опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо ϕ сталою величиною щодо заданих дорожніх умов);

k_i – коефіцієнт опору бічному відведенню.

Для всіх апроксимацій необхідно, щоб функція $Y(\delta)$ була непарною і являлася сумою знакозмінного ряду [6]

$$Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - + \dots \quad (3)$$

У подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати першу залежність. Необхідність урахування нелінійностей пов'язана з тим, що тільки в деякому досить незначному діапазоні залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як при інших значеннях кутів відведення залежність нелінійна, причому бічна сила не може перевищити сили зчеплення Y^* . За мірою наближення значень Y до свого максимального значення починається часткове проковзування в бічному напрямку, а в подальшому – і повне ковзання. Відповідне йому максимальне значення бокової сили $Y=Y^*$ можемо знайти, виходячи з того, що

$$\lim_{\delta \rightarrow +\infty} Y(\delta) = \frac{k}{\varphi} = Y^*$$

Таким чином,

$$Y^* = \varphi G$$

Якщо позначити коефіцієнт опору бічному відведенню у випадку відсутності поздовжніх сил на колесі через k_0 , то величина k , визначиться за формулою [5]:

$$k = k_0 \frac{\sqrt{1 - (X / (\varphi G))^2}}{1 + 0,375X / G}, \quad (4)$$

де G – вертикальне навантаження на колесо;

X – величина поздовжньої сили, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M / r, & \text{якщо } M / r < \varphi G \\ \varphi G, & \text{якщо } M / r \geq \varphi G \end{cases}, \quad (5)$$

де M – тяговий або гальмівний моменти, що прикладені до колеса;

X – моменти опору в шарнірах між ланками автопоїзда мають вигляд [7]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \mu R, \quad (6)$$

де Z_{oi} – вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

μ – коефіцієнт тертя ($\mu=0.15\dots0.20$);

R – радіус шворня тягово-зчіпного пристрою.

$$\begin{aligned} Z_1 &= m_1 g + \frac{1}{l} [mgb - m_2 g \frac{b_1}{L_1} (c-b)]; \\ Z_2 &= \frac{1}{l} [mga + m_2 g \frac{b_1}{L_1} (c+a)]; \\ Z_3 &= m_2 g \frac{d_1}{L_1}. \end{aligned} \tag{7}$$

Для рішення задачі щодо стійкості прямолінійного руху автопоїзда необхідно скласти систему рівнянь його збуреного руху. Ця система дозволяє визначити реакції ланок автопоїзда під час одиночного збурення (різкого повороту рульового колеса тягового автомобіля), а також критичну швидкість автопоїзда.

Теорія стійкості руху колісних машин ґрунтується на математичному апараті дослідження диференціальних рівнянь, розробленому А.М. Ляпуновим [6]. Він визначив властивості збуреного стану системи, які полягають у тенденції до відновлення траєкторії незбуреного руху, що характеризується параметрами, які мали місце до виникнення збурювання. Для кількісної оцінки цієї властивості може бути прийнятий час повернення параметрів руху до вихідного. При коливальному процесі повернення цих параметрів до вихідних можна кількісно оцінювати стійкість за декрементом, тобто ступенем зменшення амплітуди коливань.

Для утримання автопоїзда на заданій траєкторії під час коливального перехідного процесу водій повинен повертати рульове колесо поперемінно в обидва боки. У цьому випадку керувати автопоїздом складніше, ніж під час аперіодичного перехідного процесу. А якщо період коливального процесу близький до часу реакції системи автомобіль – водій, то дії водія можуть бути причиною незгасаючого коливального процесу. Необхідно, щоб період коливань перевищував не менш ніж у 3–4 рази час реакції зазначеної системи, тобто складав більш 4...6 с [6].

Стійкий рух, за Ляпуновим, реалізується заздалегідь в невідомій області початкових збурювань, які називаються областю притягання незбуреного руху. Виникає завдання визначення меж цієї області. Критичною швидкістю (КШ) $v_{кр}$ будемо називати швидкість, за якої хоча б одна з ланок автопоїзда втрачає стійкість. Під стійкістю розуміють властивість ланки автопоїзда зберігати в заданих межах, незалежно від швидкості руху і дії зовнішніх сил, напрямок руху й орієнтацію подовжньої і вертикальної осей при відсутності керуючих впливів з боку водія [7].

Система рівнянь руху автопоїзда допускає рішення $\theta=0, u=0, \omega=0, \varphi_2=0$ (φ_2 – кут складання автопоїзда в усталеному русі), якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю v уздовж прямої $\theta=const$. Вважатимемо такий рух за незбурений.

Дослідимо стійкість стаціонарного рішення $v^*, u^*, \omega^*, \varphi_2^*$ (у випадку прямолінійного незбуреного руху всі ці значення, крім v , дорівнюють нулю) спочатку без урахувань коливань керуючого колісного модуля. При постійній швидкості руху ($v=const$) покладемо

$$v = v^* + v', \quad u = u^* + u', \quad \omega = \omega^* + \omega', \quad \varphi = \varphi_2^* + \varphi'. \tag{8}$$

З огляду на те, що при $u^* = 0, \omega^* = 0, \varphi_2^* = 0$ отримаємо:

$$\sin \varphi_2 = 0, \quad \cos \varphi_2 = 1$$

При цьому вирази для подовжньої та бічної швидкості записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} v_2 &= v; \\ u_2 &= v\varphi_2 + (u - \omega_0(b + c_0)) - (\omega_0 - \dot{\varphi}_2)(c + c_\phi). \end{aligned} \quad (9)$$

Під час прямолінійного руху бічні швидкості набагато менше подовжніх. У цьому випадку середні кути відведення осей δ_{si} автопоїзда записуються у вигляді:

$$\delta_{s1} = -\frac{u + \omega_0 a}{v}; \quad \delta_{s2} = \frac{-u + \omega_0 b}{v}; \quad \delta_{s3} = \frac{v\varphi_2 + u - \omega_0(b + c_0)}{v} \quad (10)$$

Для варіацій u^* , ω^* , φ_2^* отримаємо, опускаючи штрихи, рівняння, розв'язані щодо старших похідних:

$$\begin{aligned} (m + m_2)(\dot{u} + \omega_0 v) - m_2(B + C)\dot{\omega}_0 + m_2 C \ddot{\varphi}_2 &= 2Y_1 + 2Y_2 + 2Y_3 + 2Y_4; \\ (-m_2 B)\dot{u} + (m_2(B^2 - 3BC) + In)\dot{\omega}_0 - BCm_2 \ddot{\varphi}_2 - m_2 v \omega_0(B + C) + \\ + m_2 v \omega_0 C &= 2Y_1 a - 2Y_2 b - 2Y_4(B + L_2 + c_\phi) - 2Y_3(B + c_\phi); \\ m_2 C \dot{u} - (m_2 C(B + C) + In_2)\dot{\omega}_0 + (m_2 C^2 + In_2)\ddot{\varphi}_2 + m_2 v \omega_0 C &= \\ = -2Y_4(L_2 + c_\phi) + 2Y_3 c_\phi, \end{aligned} \quad (11)$$

де $B = b + c_0$, $C = c$ – геометричні параметри автопоїзда.

Підставимо в (11) значення бічних сил залежністю $Y_i = k_i \delta_i$, з урахуванням позначень отримаємо:

$$\begin{aligned} \left(\frac{A2}{v} + (m + m_2)v\right)\omega_0 + \frac{A1u}{v} + A3\varphi_2 + \frac{A4\dot{\varphi}_2}{v} + (m + m_2)\dot{u} - m_2(B + C)\dot{\omega}_0 + m_2 C \ddot{\varphi}_2 &= 0; \\ \left(\frac{B2}{v} - m_2(B + 2C)v\right)\omega_0 + \frac{B1u}{v} + B3\varphi_2 + \frac{B4\dot{\varphi}_2}{v} - m_2 B \dot{u} + (m_2(B + c)B + I)\dot{\omega}_0 - m_2 BC \ddot{\varphi}_2 &= 0; \\ \left(m_2 v C + \frac{C2}{v}\right)\omega_0 + \frac{C1u}{v} + C1\varphi_2 + \frac{C3\dot{\varphi}_2}{v} + m_2 C \dot{u} - (I_2 + m_2(B + C)C)\dot{\omega}_0 + (m_2 C^2 + I_2)\ddot{\varphi}_2 &= 0, \end{aligned} \quad (12)$$

де вирази для коефіцієнтів рівняння записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} A1 &= 2(k_1 + k_2 + k_3 + k_4); \\ A2 &= 2(k_1 a - k_2 b - k_3(B + C - c) - k_4(B + C + d)); \\ A3 &= 2(k_3 + k_4); \\ A4 &= 2(k_3 c_{uu} + k_4(C + d)); \\ B1 &= 2(k_1 a - k_2 b - k_3(c_{uu} + B) - k_4(L_2 + c_{uu} + B)); \\ B2 &= 2(k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_3(B + C - c)(B + c_{uu}) + k_4(B + C + d)(B + L_2 + c_{uu})); \\ B3 &= -2(k_3(c_{uu} + B) + k_4(B + L_2 + c_{uu})); \\ B4 &= 2(-k_3 c_{uu}(c_{uu} + B) - k_4(C + d)(B + L_2 + c_{uu})); \end{aligned}$$

$$C1 = 2(k_3 c_{uu} + k_4(L_2 + c_{uu})); \quad C2 = 2(k_3 c_{uu}(-B - C + c) - k_4(L_2 + c_{uu})(B + C + d));$$

$$C3 = 2(k_3 c_{uu}^2 + k_4(C + d)(L_2 + c_{uu})).$$

Після розв'язання цих рівнянь щодо старших похідних, отримуємо:

$$\dot{u} = -\frac{Bm_2 I_2 B0 - m_2 C C0 I + A0 m_2 C^2 I + m_2 I_2 B^2 A0 + A0 I_2 I}{m_2 C^2 m I + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I I_2 + m I I_2}; \quad (13)$$

$$\dot{\omega}_0 = -\frac{m m_2 C^2 B0 + m_2 I_2 B0 + m_2 I_2 B A0 + m_2 C B m C0 + I_2 m B0}{m_2 C^2 m I + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I I_2 + m I I_2}; \quad (14)$$

$$\ddot{\phi}_2 = -\frac{m_2 B m C B0 + m_2 B^2 m C0 + m_2 C^2 m B0 + m_2 I_2 B0 + m_2 I_2 B A0}{m_2 C^2 m I + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I I_2 + m I I_2} +$$

$$+ \frac{m_2 C B m C0 + I_2 m B0 + (m + m_2) C0 I - m_2 A0 C I}{m_2 C^2 m I + m_2 I_2 B^2 m + m_2 I I_2 + m I I_2}, \quad (15)$$

де $A0 = \left(\frac{A2}{v} + (m + m_2)v \right) \omega_0 + \frac{A1u}{v} + A3\phi_2 - \frac{A4\dot{\phi}_2}{v};$

$$B0 = \left(\frac{B2}{v} - m_2(B + 2C)v \right) \omega_0 + \frac{B1u}{v} + B3\phi_2 + \frac{B4\dot{\phi}_2}{v};$$

$$C0 = \left(m_2 v C + \frac{C2}{v} \right) \omega_0 + \frac{C1u}{v} + C1\phi_2 + \frac{C3\dot{\phi}_2}{v}.$$

Система рівнянь у векторно-матричній формі:

$$\left\| a_{ij} \right\|_1^3 \cdot \begin{vmatrix} \dot{u} \\ \dot{\omega}_0 \\ \ddot{\phi}_2 \end{vmatrix} + \left\| b_{ij} \right\|_{3,4} \cdot \begin{vmatrix} u \\ \omega_0 \\ \phi_2 \\ \dot{\phi}_2 \end{vmatrix} = 0. \quad (16)$$

Сукупність функцій $u, \omega_0, \phi_2 = (a_1, a_2, a_3) \exp(\lambda t)$ утворює часткове рішення системи, якщо, і тільки якщо, λ є коренем характеристичного рівняння:

$$D(\lambda) = A_0 \lambda^4 + A_1 \lambda^3 + A_2 \lambda^2 + A_3 \lambda + A_4 = 0. \quad (17)$$

Матриця характеристичного рівняння:

$$\begin{vmatrix} a_{11}\lambda + b_{11} & a_{12}\lambda + b_{12} & a_{13}\lambda^2 + b_{13}\lambda + b_{14} \\ a_{21}\lambda + b_{21} & a_{22}\lambda + b_{22} & a_{23}\lambda^2 + b_{23}\lambda + b_{24} \\ a_{31}\lambda + b_{31} & a_{32}\lambda + b_{32} & a_{33}\lambda^2 + b_{33}\lambda + b_{34} \end{vmatrix} = \sum_{i=0}^{n=4} A_i \lambda^{n-i} = 0; \quad (18)$$

де $a_{11} = m + m_2; b_{11} = \frac{A1}{v};$

$$a_{12} = -m_2(B + C); b_{12} = \frac{A2}{v} + (m + m_2)v;$$

$$a_{13} = m_2 C; \quad b_{13} \lambda + b_{14} = A3 + \frac{\lambda}{v} A4;$$

$$a_{21} = -m_2 B; \quad b_{21} = \frac{B1}{v};$$

$$a_{22} = m_2 (B^2 - 3BC) + In; \quad b_{22} = -vm_2 (B + 2C) + \frac{B2}{v};$$

$$a_{23} = -m_2 BC; \quad b_{23} \lambda + b_{24} = B3 + \frac{\lambda}{v} B4$$

$$a_{31} = m_2 C; \quad b_{31} = \frac{C1}{v};$$

$$a_{32} = -In_2 - m_2 (B + C)C; \quad b_{32} = m_2 vC - \frac{C2}{v};$$

$$a_{33} = In_2 + m_2 C^2; \quad b_{33} \lambda + b_{34} = C1 + \frac{\lambda}{v} C3.$$

За Раусом [8], необхідна, але недостатня умова стійкості полягає у тому, щоб усі коефіцієнти A_i були позитивними. Система буде стійкою, якщо визначник і його мінори позитивні. Аналіз коренів характеристичного рівняння може характеризувати стан системи. У загальному випадку можливі наступні значення коренів характеристичного рівняння: λ є дійсна і позитивна величина – система нестійка, рух буде нестійким; λ – дійсна і від’ємна величина – система з часом повертається до стійкого положення. Якщо коефіцієнт λ являє собою комплексне число, то його позитивна дійсна частина свідчить про наявність наростаючих коливань, а негативна дійсна частина – про наявність загасаючих коливань.

Визначники Гурвіца характеристичного рівняння (18) перший Δ_1 – відповідає за наявність позитивних дійсних коренів, а третій Δ_3 – за наявність позитивної дійсної частини уявних комплексно сполучених коренів. З рівняння (11) отримуємо фактори, від яких залежить критична швидкість:

$$v_{kp} = f(m, m_2, a, L, c_0, c_{in}, c, L_2, k_1, k_2, k_3, k_4) \quad (19)$$

За формулою (19) розрахуємо критичну швидкість прямолінійного руху, яка є оціночним показником стійкості автопоїзда, що розглядається. Установлено, що для обраної компоновальної схеми при навантаженні на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н, критична швидкість складає близько 36 м/с або 130 км/год.

На рис. 1 наведені результати розрахунку бічної і кутової швидкості центра мас тягового автомобіля з різним навантаженням на тягово-зчіпний пристрій зі швидкістю 36 м/с. Аналіз розрахунків показує, що при виникненні збурення характер зміни бічної та кутової швидкостей ведучої ланки за навантаження на тягово-зчіпний пристрій У межах 500 Н під час перехідного процесу має згасаючий за логарифмічним законом характер (рис. 1 а). За тих самих умов, при збільшенні навантаження на тягово-зчіпний пристрій до 1000 Н, характер зміни бічної та кутової швидкостей також згасаючий, але мають місце коливання (рис. 1 б). При навантаженні на тягово-зчіпний пристрій в межах 2000 Н коливання параметрів руху будуть розбіжними, що призведе до втрати стійкості і неможливості подальшого руху (рис. 1 в).

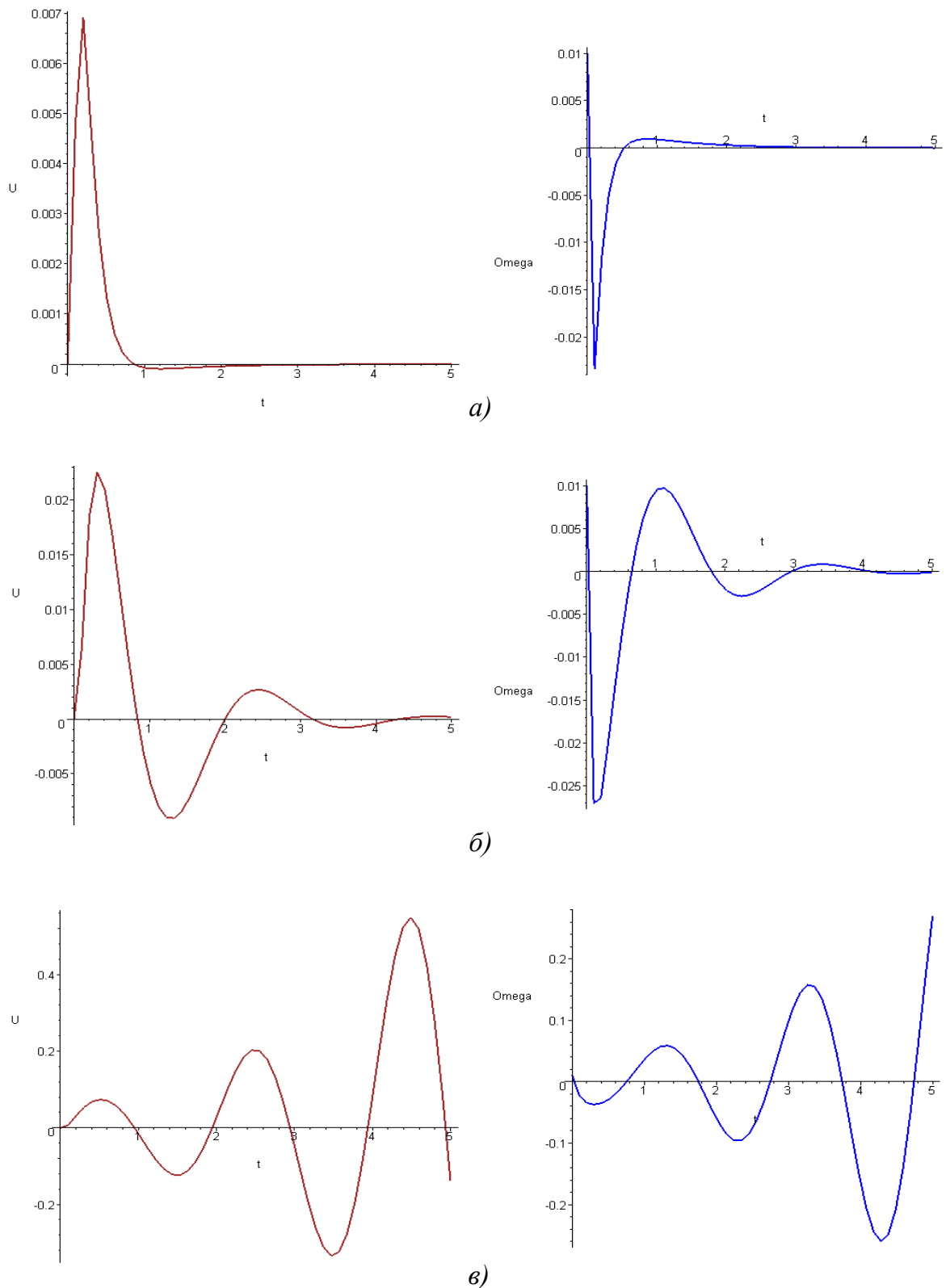


Рис. 1. Зміна бічної і кутової швидкості центра мас тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчпний пристрій зі швидкістю 36 м/с

При використанні формули (19) було проведено дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на критичну швидкість руху автопоїзда, зокрема довжини дишла причепа, маси причепа, коефіцієнта опору бічному відведенню коліс осей причепа. Усі розрахунки виконувалися за безрозмірними показниками. Діапазони зміни усіх факторів приймалися в межах:

$$m' = \frac{m}{m + m_2} = 0,339 \dots 1,085; \quad m_2' = \frac{m_2}{m + m_2} = 0,339 \dots 0,746; \quad a' = \frac{a}{L} = 0,2 \dots 0,8;$$

$$L' = \frac{L}{D} = 0,352 \dots 0,821; \quad c_o' = \frac{c_o}{L} = 0 \dots 0,40; \quad c_{ш}' = \frac{b}{L_2} = 0 \dots 0,769,$$

де D – габаритна довжина тягового автомобіля;

c_o – відстань від задньої осі тягового автомобіля до точки зчипки з причепом;

L – база тягового автомобіля;

L_2 – габаритна довжина причепа.

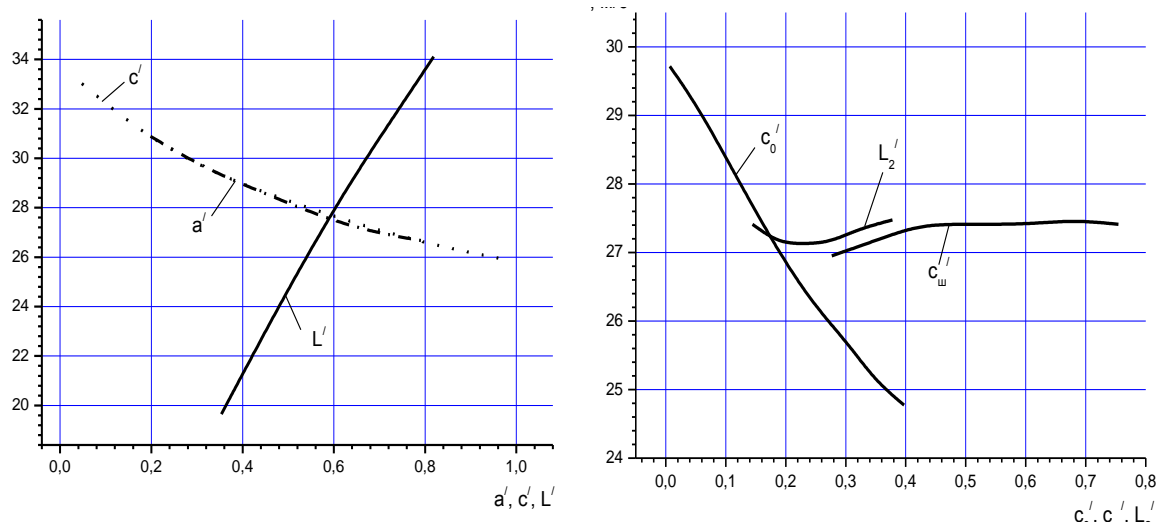


Рис. 2. Вплив геометричних факторів автопоїзда на його критичну швидкість

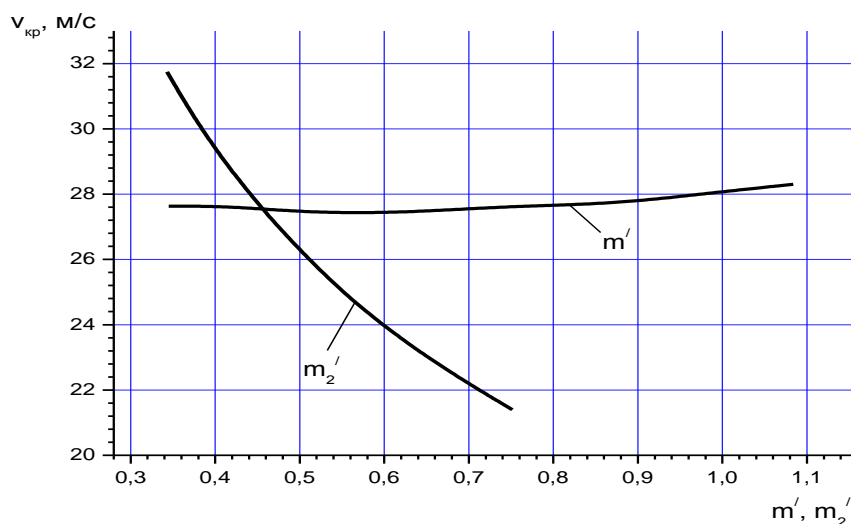


Рис. 3. Вплив мас ланок автопоїзда на його критичну швидкість

Аналіз графіків (рис. 2 і 3) дозволяє зробити наступні висновки:

– до зростання КШ призводить зміщення центру мас уперед, за напрямком руху, як автомобіля тягача, так і причепа, наближення точки зчипки автопоїзда до центру мас автомобіля тягача та збільшення бази автомобіля тягача;

– за обраним положенням точки зчипки тягового автомобіля з причепом з'ясовано, що база причепа та довжина його дишла практично не впливають на КШ автопоїзда;

– маса тягача не впливає на КШ;

– зменшення маси причепа підвищує КШ автопоїзда. Тому в умовах експлуатації слід з початку завантажувати тяговий автомобіль, а вже потім причіп, за таких умов КШ автопоїзда буде більшою.

Висновки

Розглянуто вплив координат центра мас тягового автомобіля, розташування точки зчипки, масових параметрів, бази причепа і довжини дишла на критичну швидкість руху автопоїзда категорії М1.

Список літератури

1. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Барилевич С.Л., Крестянполь О.А. Пошук шляхів підвищення стійкості прямолінійного руху автопоїзда //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України. Випуск №2. 1999. С.-70-73.
2. Самойленко С.А. Методика оценки устойчивости прямолинейного движения трехзвенного автопоезда. – В кн.: Повышение эффективности и надежности автотранспортных средств: Сб. Научн. тр. / МАДИ. – М.: 1982, с. 24-29.
3. Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Мурований І.С., Глінчук В.М. Дослідження критичної швидкості руху триланкового автопоїзда //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 4. – К.: НТУ, 2007. – С. 166-173.
4. Стельмашук В.С., Кузнєцов Р.М., Мурований І.С., Лагошна О.О. Керованість і стійкість триланкових автопоїздів у неусталених режимах руху // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 13. – С.74-81.
5. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 /Л.С. Козачук //Вісник Житомирського державного технологічного університету. - №2(53) – 2014. -С. 121-128.
6. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.
7. Фаробин Я.Е.Теория поворота транспортных машин.-М.:Машиностроение, 1970.-176 с.
8. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К. : Наук. Думка, 1990. – 232 с.

Сахно В.П., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость движения автопоездов категории М1

Аннотация. В статье рассмотрено влияние координат центра масс тягового автомобиля, расположения точки сцепки, массовых параметров, базы прицепа и длины дышла на критическую скорость движения автопоезда категории М1.

Ключевые слова: автомобиль, причеп, уравнение, движение, критическая скорость, масса, параметры, устойчивость

Sakhno V.P., Stelmashchuk V.V., Kozachuk L.S. Effect of design and operating factors on the stability of combination vehicles of category M1

Abstract. Influence of coordinates of centre-of-mass hauling car, locations of point of coupling, mass parameters, base of trailer and length of connecting link on stalling speed of motion of lorry convoy of category of M1, is considered in the article.

Keywords: car, trailer, equalization, motion, stalling speed, mass, parameters, stability

Стаття надійшла до редакції 17.05.2014 р.