

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

(Представлено к.т.н. доц. Стельмащук В.В.)

У статті розроблена математична модель автопоїзда категорії М1, за допомогою якої визначена критична швидкість руху автопоїзда та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення, зокрема масові і компоувальні параметри автопоїзда та жорсткісні характеристики шин коліс його осей.

Ключові слова: математична модель, автопоїзд, критична швидкість, компоувальні параметри.

Постановка проблеми. За останні роки підприємства та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки, зокрема причепів категорії О1 для легкових автомобілів. Практика експлуатації автопоїздів показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості тягового автомобіля порівняно з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля. Це виявляється, наприклад, таким чином:

- час досягнення бічними реакціями на осях свого сталого значення при русі по криволінійній траєкторії дещо більший у автомобіля з причепом, ніж в одиночного автомобіля;
- різниця кутів відведення осей у автомобіля з причепом дещо менша, ніж в одиночного автомобіля;
- показники стійкості автопоїзда визначаються співвідношенням мас причепа й автомобіля.

Дослідження показують, що рівні поперечних коливань ланок автопоїзда визначають швидкості його руху в реальних умовах, а отже, стійкість руху автотранспортного засобу (АТЗ). При цьому, на рівні коливань ланок автопоїзда у значній мірі впливають зчіпні пристрої, робота яких супроводжується розсіюванням енергії за гістерезисним типом. Тому розробка таких зчіпних пристроїв є достатньо важливою задачею у практиці розробки автопоїздів. Цілком очевидно, що підвищення ефективності роботи автопоїздів шляхом збільшення швидкості руху не повинно завдавати шкоди безпеці руху. Показники експлуатаційних властивостей автомобілів і автопоїздів визначають експериментальним або розрахунковим методами.

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

Розрахунковий метод (наприклад, за допомогою математичного моделювання на ЕОМ) має ряд переваг порівняно з експериментальним, бо дозволяє визначити параметри експлуатаційних властивостей за технічними параметрами досліджуваного АТЗ без самого АТЗ як реального об'єкта. При дослідженні математичної моделі АТЗ параметрами системи «АТЗ - навколишнє середовище» можна варіювати в широких межах, що дозволяє аналізувати їхній вплив на ефективність роботи АТЗ і підводить до можливості оптимізації за визначеною множиною параметрів. За допомогою математичного моделювання руху АТЗ істотно знижуються матеріальні витрати і час для проведення досліджень порівняно з натурним експериментом.

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

Результати досліджень. Загальний вигляд автопоїзда показано на рисунку 1. Тягачем автопоїзда є легковий автомобіль категорії М1, умовно розділений на два модулі – керуючий колісний (ККМ) та остов. ККМ містить [5] приведені керуюче переднє колесо, рульове колесо і елементи рульового керування, які знаходяться між ними (рульовий привід, рульовий механізм тощо). Остов – це кузов автомобіля із задньою некерованою віссю.

Одновісний причіп умовно представлено одним модулем - остовом з некерованою віссю.

Визначимо геометричні і кінематичні співвідношення між ланками автопоїзда. Для цього розглянемо

© Л.С. Козачук, 2014 паралельний кожної його ланки в горизонтальній площині. Загальна швидкість центра мас остова тягача (точка С):

Швидкість центра мас остова тягача (точка С):

$$\vec{V}_c = \omega \cdot |PC| \quad (1)$$

Швидкість центра мас ККМ (рис.2)

$$\bar{V}_{c_o} = \bar{V}_c + \omega_o \cdot |AC_o|; \bar{V}_{A_a} = \bar{V}_c + \omega \cdot |AC|; \bar{V}_{c_o} = \bar{V}_a + \omega \cdot |AC_o|; \bar{V}_a = \bar{V}_c + \omega \cdot |AC| \quad (2)$$

Швидкість центра мас причепа (рис.1)

$$\bar{V}_{c_3} = \bar{V}_{o_2} + \omega_1 \cdot |O_2C_3|; \bar{V}_{o_2} = \bar{V}_c + \omega_o \cdot |O_2C|; \bar{V}_{c_3} = \bar{V}_c + \omega_1 \cdot |O_2C| + \omega_1 \cdot |O_2C_3| \quad (3)$$

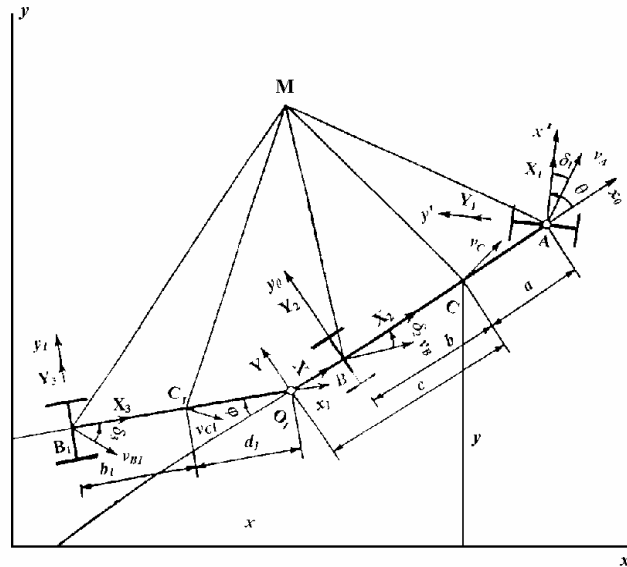


Рис. 1. Схема неусталеного повороту автопоїзда

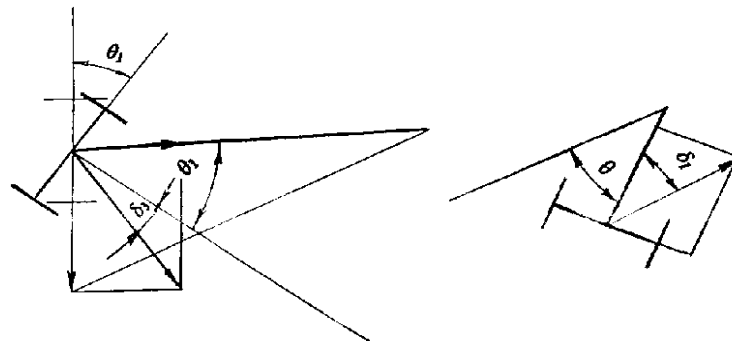


Рис. 2. До визначення кутів відведення коліс причепа і керуючого колісного модуля тягача

Якщо спроектувати отримані вище вектори абсолютних швидкостей центрів мас ланок на відповідні рухомі системи координат [6, 7], отримаємо вирази поздовжніх V та бокових U швидкостей:

- для ККМ:

$$V_o = V \cos \theta + (u + \omega a) \cdot \sin \theta, \quad U_o = -V \cdot \sin \theta + (u + \omega a) \cos \theta - c(\omega + \dot{\theta}) \quad (4)$$

- для остова причепа

$$V_1 = V \cos \varphi - (u - \omega d) \cdot \sin \varphi, \quad U_1 = V \cdot \sin \varphi + (u - \omega d) \cos \varphi - \omega_1 d_3 \quad (5)$$

Кутова швидкість і кутове прискорення:

- центра мас ККМ

$$\omega_o = \omega + \dot{\theta}, \quad \dot{\omega}_o = \dot{\omega} + \ddot{\theta} \quad (6)$$

- остова причепа

$$\omega_1 = \omega - \varphi, \quad \dot{\omega}_1 = \dot{\omega} - \dot{\varphi}, \quad (7)$$

При знаходженні кутів відведення осей автопоїзда будемо використовувати схеми, які наведені на рисунку 2.

Для ККМ маємо:

$$\frac{(\bar{V}_{co})_{y_o}}{(\bar{V}_{co})_{x_o}} = \operatorname{tg}(\theta - \delta_1), \quad \delta_1 = \theta - \operatorname{arctg} \frac{u + \omega(a - c \cdot \cos \theta) - c \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta}{V + c(\omega + \dot{\theta}) \sin \theta} \quad (8)$$

Для остова тягача:

$$\frac{(\dot{V}_{B21})_{y_0}}{(\dot{V}_{B21})_{x_0}} = \operatorname{tg} \delta_2, \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} \frac{-u + b_{21} \cdot \omega}{V}; \quad (9)$$

Для остова причепа:

$$\frac{(\dot{V}_{B31})_{y_0}}{(\dot{V}_{B31})_{x_0}} = \operatorname{tg} \delta_3, \quad \delta_3 = -\operatorname{arctg} \frac{V \sin \varphi + (u - \omega d) \cos \varphi - \omega_1 (d_3 + b_{31})}{V \cos \varphi - (u - \omega d) \sin \varphi} \quad (10)$$

Після визначення швидкостей окремих ланок автопоїзда та кутів відведення коліс їх осей складемо диференціальні рівняння руху методом січень. При такому методі диференціальні рівняння плоскопаралельного руху записуються окремо для кожної із підсистем (модулів) автопоїзда:

- керуючого колісного модуля;
- остова тягача;
- остова причепа.

Для цього введемо сили X, Y, X', Y' динамічної взаємодії між модулями. Згідно з принципом Даламбера врахуємо, що на кожен підсистему діють, крім активних сил, і сили інерції. Кожна підсистема складається з рівнянь, які описують поздовжній, поперечний і кутовий рух відповідної ланки.

Для ККМ:

$$\begin{aligned} m_o (\dot{V} - \omega_o u_o) &= X_1 - X \cos \theta + Y \sin \theta, \\ m_o (\dot{u}_o + \omega_o u_o) &= Y + Y \cos \theta + X \sin \theta, \\ I_o \dot{\omega}_o &= (X \sin \theta + Y \cos \theta) c - M_{cT1}. \end{aligned} \quad (11)$$

Для остова тягача:

$$\begin{aligned} m(\dot{V} - \omega u) &= X_{21} + X - X', \\ m(\dot{u} + \omega V) &= Y + Y_{21} + Y, \\ I \dot{\omega} &= M_o - M_{cT1} - Y a - Y_{21} b_{21} - Y_1 d \end{aligned} \quad (12)$$

Для остова причепа:

$$\begin{aligned} m_1 (\dot{V} - \omega_1 u_1) &= X \cos \varphi + Y \sin \varphi + X_{31} - X', \\ m_1 (\dot{u}_1 + \omega_1 V) &= X_1 \sin \varphi - Y \cos \varphi + Y_{31}, \\ I_1 \dot{\omega}_1 &= M_1 - Y_{31} b_{31} + (X \sin \varphi - Y \cos \varphi) d + Y' b_{33} \end{aligned} \quad (13)$$

У рівняннях (11) (13) прийняті такі позначення:

m, m_o, m_1 – відповідно маси тягового автомобіля, його ККМ і причепа;
 I, I_o, 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_o, u, u_1 – відповідно поперечні швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа;

$\omega, \omega_o, \omega_1$ – відповідно кутові швидкості центра мас автомобіля, його ККМ і причепа

X_1 – поздовжні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;

Y_1 – поперечні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;

X' і Y' – проекції сил взаємодії в точці зчипки між тягачем і причепом;

X і Y – проекції сил взаємодії між ККМ і остовом тягача;

M_{cT1} – стабілізуючий момент керованих коліс автомобіля;

M_o – момент опору повороту ланок автопоїзда;

a, b_{ij}, c, d – геометричні параметри автопоїзда.

З рівнянь (12) і (13) знаходимо проекції сил взаємодії між ККМ і остовом тягача – X і Y . Отримаємо:

$$\begin{aligned} X &= m_o [(u_o + \omega_o V_o) \sin \theta - (\dot{V}_o - \omega_o u_o) \cos \theta] - Y_1 \sin \theta + X_1 \cos \theta, \\ Y &= m_o [(\dot{V}_o + \omega_o u_o) \sin \theta - (u_o - \omega_o V_o) \cos \theta] - X_1 \sin \theta - Y_1 \cos \theta. \end{aligned} \quad (14)$$

Аналогічно знаходяться проекції сил взаємодії X' і Y' в точці зчипки між тягачем і причепом:

$$\begin{aligned} X' &= m_1 [(\dot{V}_1 + \omega_1 u_1) \cos \varphi + (\dot{u}_1 + \omega_1 V_1) \sin \varphi] - X_{31} \cos \varphi - Y_{31} \sin \varphi, \\ Y' &= m_1 [(\dot{V}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi - (\dot{u}_1 + \omega_1 V_1) \cos \varphi] - X_{31} \sin \varphi + Y_{31} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (15)$$

Після підстановки в (11) (13) виразів поздовжніх і поперечних проекцій швидкостей центрів мас кожної з підсистем (ланок) автопоїзда V_o, U_o, V_1, U_1 , а також абсолютних кутових швидкостей ω_o і ω_1 отримаємо вирази для сил взаємодії між ланками:

$$X = -m_o [\dot{V} - (u + \omega u) \omega + c(\omega + \dot{\theta})^2 \cos \theta + c(\omega + \dot{\theta}) \ddot{\theta}] \sin \theta + X_1 \cos \theta - Y_1 \quad (16)$$

(17)

$$Y = m_o[\dot{u} + \alpha\alpha + V\omega + c(\omega + \dot{\theta})^2 \sin \theta - c(\dot{\omega} + \ddot{\theta}) \cos \theta] - X_1 \sin \theta - Y_1 \cos \theta$$

$$\begin{aligned} X_1' &= (m_1 + m_2)[\dot{V} - (u - \alpha d)\omega + (\omega - \dot{\varphi})^2 d_3 \cos \varphi - (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}) \sin \varphi] + \\ & m_2[(\omega - \dot{\varphi})^2 b_{33} \cos \varphi + (\omega - \dot{\varphi} - \dot{\theta}_4)^2 c_4 (\cos \theta_4 \cos \varphi - \sin \theta_4 \sin \varphi) - \\ & - (\dot{\omega} - \ddot{\varphi} - \ddot{\theta}_4) c_4 (\sin \theta_4 \cos \varphi + \cos \theta_4 \sin \varphi) - (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}) b_{33} \sin \varphi] + X_4 (\sin \theta_4 \sin \varphi - \cos \theta_4 \cos \varphi) - \\ & - (X_{31} + X_{32}) \cos \varphi - (Y_{31} + Y_{32}) \sin \varphi \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Y_2 &= (m_1 + m_2)[-(u - \alpha d) - \alpha V] + m_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi} - \ddot{\theta}_4)^2 c_4 (\cos \theta_4 (\cos \varphi - \sin \theta \cos \varphi - \sin \theta_4 \sin \varphi) + \\ & + (\dot{\omega} - \ddot{\varphi})^2 b_{33} \sin \varphi + (\omega - \dot{\varphi} - \dot{\theta}_4)^2 c_4 (\cos \theta_4 \sin \varphi + \sin \theta_4 \cos \varphi)] - X_4 (\cos \theta_4 \sin \varphi + \sin \theta_4 \cos \varphi) - \\ & - X_4 (\cos \theta_4 \sin \varphi + \sin \theta_4 \cos \varphi) - Y_4 (\sin \theta_4 \sin \varphi - \cos \theta_4 \cos \varphi) - (X_{31} + X_{32}) \sin \varphi + (Y_{31} + Y_{32}) \cos \varphi + \\ & + m_1[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi})^2 d_3 \cos \varphi + (\omega - \dot{\varphi})^2 d_3 \sin \varphi \end{aligned} \quad (19)$$

Із рівнянь, які залишилися в системах (11) (13) знаходимо:

$$\begin{aligned} (m_o + m + m_1)\dot{V} + \{m_o c \sin \theta - m_1 d_3 \sin \theta_1 + m_o c \sin \theta \cdot \ddot{\theta} + m_1 d_3 \sin \theta_1 \cdot \ddot{\theta}_1 - \alpha u (m_o + m + m_1) + \\ + m_o c (\omega + \dot{\omega})^2 \cos \theta + m_1 (\omega - \dot{\theta}_1)^2 d_3 \cos \theta_1 + \omega^2 (m_1 d - m_o a) = X_1 \cos \varphi - Y \sin \theta + X_2; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} (m_o + m + m_1)\dot{u} + [m_o (a - c \cos \theta) - m_1 (d_3 \cos \varphi + d)]\dot{\omega} - m_o c \cos \theta \cdot \ddot{\theta} + m_1 d_3 \cos \theta_1 \cdot \ddot{\theta}_1 - \\ - \alpha V (m_o + m + m_1) + m_o c (\omega + \dot{\omega})^2 \sin \theta = X_1 \sin \theta + Y_1 \cos \theta + Y_2 \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} [I + m_1 d (d + d_3 \cos \varphi) + m_o a (a - c \cos \varphi)]\dot{\omega} - \{m_1 d d_3 \cos \theta_1 + (m_o a - m_1 d)\dot{u} - m_o a c \cos \theta \cdot \ddot{\theta} + \\ + (m_o a - m_1 d)\alpha V + m_o a c (\omega + \dot{\omega})^2 \sin \theta + m_1 d (\omega - \dot{\varphi})^2 d_3 \sin \theta_1 = X_1 a \sin \theta + Y_1 a \cos \theta - Y_2 b_2 + \\ M_o - M_{cT1} \end{aligned} \quad (22)$$

$$(I_1 + m_1 d_3^2)\ddot{\varphi} - (I_1 + m_1 d_3^2)\dot{\omega} + m_1 d_3 \cdot \dot{V} + m_1 d_3 \cdot \dot{u} + m_1 d_3 \alpha V c = -M_1 + Y_3 (b_{31} + d_3) \quad (23)$$

Отримана система диференціальних рівнянь описує модель руху автопоїзда (тяговий легковий автомобіль категорії М1 і одновісний причіп) як тримасової системи з урахуванням керуючого колісного модуля (ККМ) тягача. Система дозволяє дослідити вплив конструктивних параметрів тягача та причепа на показники стійкості руху.

Визначення показників стійкості руху автопоїзда можливе за умови інтегрування системи рівнянь (20), (23).

Кути відведення коліс осей визначаються рівняннями (8), (10).

Бічні сили на колесах осей автопоїзда:

$$Y_i = k_i \delta_i / \sqrt{1 + (k_i \delta_i / \chi_i Z_i)^2} \quad (24)$$

де Z_i – нормальні реакції опорної поверхні на колеса осей автопоїзда;

$$\begin{aligned} Z_1 &= m_1 g + \frac{1}{l} [m g b - m_2 g \frac{b_1}{L_1} (c - b)]; \\ Z_2 &= \frac{1}{l} [m g a + m_2 g \frac{b_1}{L_1} (c + a)]; \\ Z_3 &= m_2 g \frac{d_1}{L_1}. \end{aligned} \quad (25)$$

Для визначення стійкості руху автопоїзда розглянемо рівняння у варіаціях. Рівняння (20), (23) при врівноважених поздовжніх силах допускають рішення за умови, що $v = \text{const}$, $u = 0$, $\omega = 0$, $\theta = 0$, $\dot{\theta} = 0$, $\dot{\varphi} = 0$, $\dot{\theta}_4 = 0$, що відповідає рівномірному прямолінійному руху. Прийемо цей рух за незбурений і дослідимо його стійкість за А.М. Ляпуновим. Рішення системи лінеаризованих рівнянь у загальному виді практично неможливо. У випадку ($X_1 = 0$, $X_2 = 0$, $X_3 = 0$) аналіз системи значно спрощується – можуть бути отримані рішення у загальному вигляді [5]:

$$V_{kp}^2 = \frac{k_1 k_2 L_1^2}{k k l \{m L_1 (k_1 a_1 - k_2 b) - m L_1 k_2 l_1 + m_2 b_1 [k_1 (a + c) + k_2 (c - b) - k_1 \lambda] - m L_1 k_1 k_2 b \lambda + m_2 b_1 k_1 k_2 (c - b) \lambda\}} \quad (26)$$

Аналіз громіздких умов статичної стійкості автопоїзда показав, що сили аеродинамічного опору не впливають на величину критичної швидкості (коефіцієнт аеродинамічного опору, а відповідно і сила

аеродинамічного опору не входить у вираз для критичної швидкості), а величини коефіцієнтів опору руху на першій, другій і третій осях автопоїзда майже не впливають на величину критичної швидкості.

Критична швидкість поряд з коефіцієнтами опору відведення окремих коліс, розташуванням точки зчипки тягача і причепа, жорсткості ККМ визначається у значній мірі масовими і компоновальними параметрами автопоїзда.

На рисунку 3 наведені залежності критичної швидкості руху автопоїзда від розташування точки зчипки, бази тягового автомобіля і його довжини, а також співвідношення мас тягового автомобіля і причепа. Розрахунки виконані у відносних параметрах [6]:

$$a' = a/L, \quad c' = c/L, \quad L' = L/D, \quad m_a' = m_a/m_{an}, \quad m_n' = m_n/m_{an},$$

де a – відстань від центра мас до передньої осі автомобіля;

c – відстань від центра мас до точки зчипки автомобіля з причепом;

L – база тягового автомобіля.

m_a – маса тягового автомобіля;

m_n – маса причепа;

m_{an} – маса автопоїзда

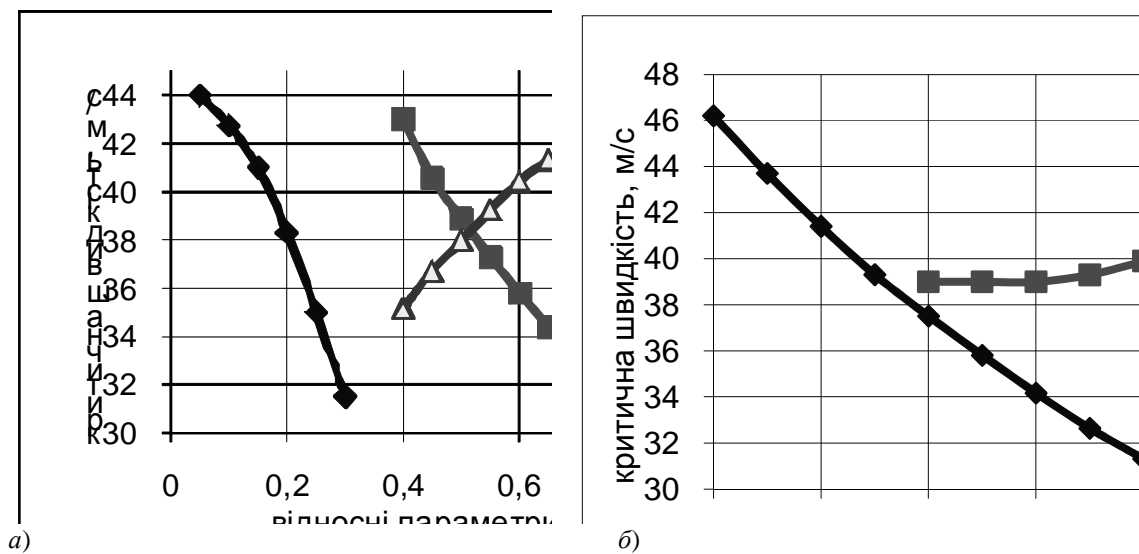


Рис. 3. Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від відносних конструктивних параметрів (а) і масових параметрів (б)

Як слідує з рисунка 3 а, збільшення відносної бази тягового автомобіля призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда, у той час як збільшення відстані від центру мас до передньої осі тягового автомобіля і точки його зчипки з напівпричепом критичну швидкість прямолінійного руху автопоїзда зменшують.

Збільшення маси тягового автомобіля призводить також до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда, у той час як збільшення маси причепа призводить до зменшення критичної швидкості руху (рис. 3 б). Це необхідно враховувати при завантаженні автопоїзда. Вплив жорсткісних характеристик шин осей автопоїзда на критичну швидкість розглянуто як і раніше, використовуючи безрозмірні показники. Результати розрахунку наведені на рисунку 4.

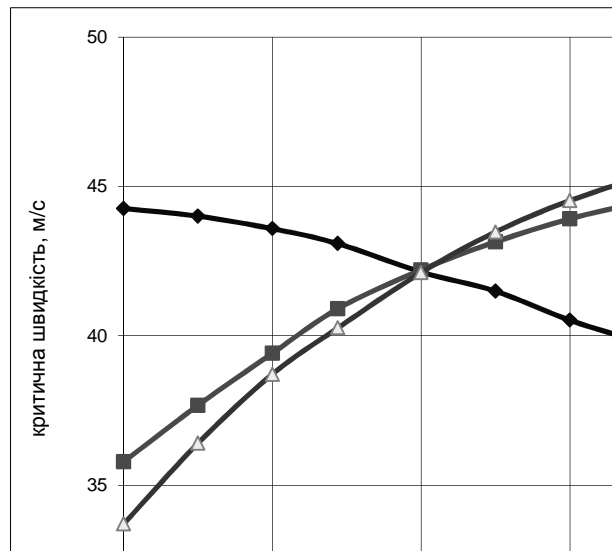


Рис. 4. Вплив коефіцієнтів опору бічному відведенню коліс осей автопоїзда на його критичну швидкість

Аналіз графіків залежності критичної швидкості від жорсткісних характеристик шин осей автопоїзда дозволяє зробити наступні висновки.

- найбільший вплив на зростання критичної швидкості автопоїзда має збільшення жорсткості шин задньої осі тягового автомобіля і коліс причепа;
- до збільшення критичної швидкості призводить також зменшення коефіцієнта опору бічному відведенню шин передньої осі тягового автомобіля.

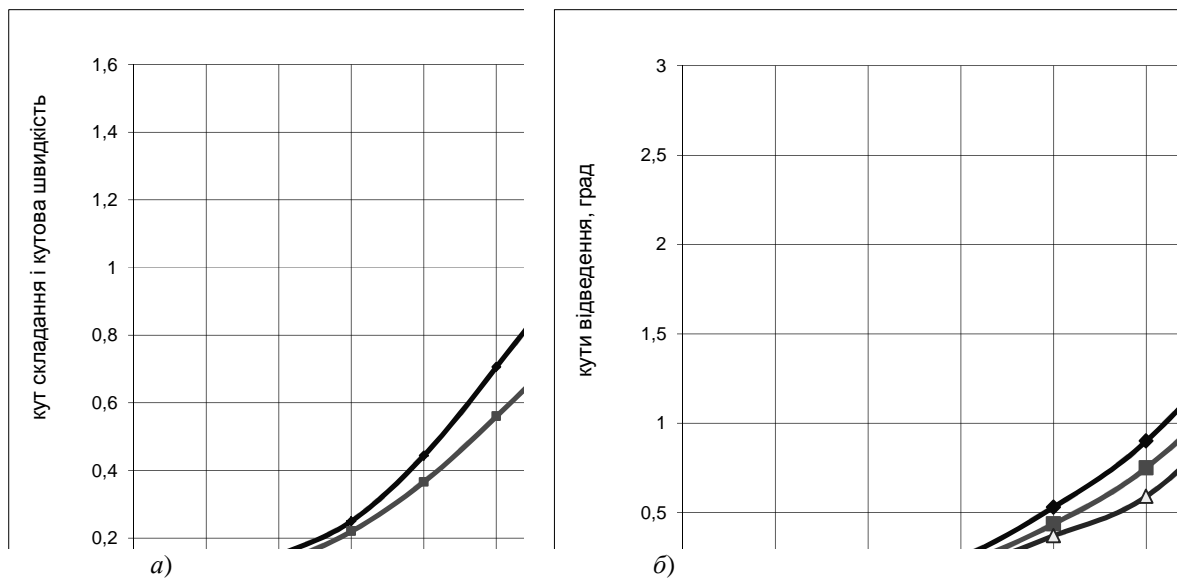


Рис. 5. Зміна кута складання і кутової швидкості повороту причепа (а) і кутів відведення коліс осей автопоїзда (б) від кута повороту керованих коліс тягового автомобіля

Таким чином, регулюючи тиск повітря у шинах осей автопоїзда можливо змінювати коефіцієнт опору бічному відведенню і таким чином підвищувати критичну швидкість руху автопоїзда. Окрім прямолінійного руху розглядався і вхід в коловий рух автопоїзда. На рисунку 5 а наведена залежність кута складання і кутової швидкості повороту причепа від кута повороту керованих коліс тягача при вході автопоїзда в поворот за швидкості 15 м/с, з якого слідує, що кут складання, а відповідно і кутова швидкість повороту зростають більш інтенсивно, чим кут повороту керованих коліс тягового автомобіля, що може призвести до втрати стійкості автопоїзда. Разом з тим, збільшення кута відведення коліс передньої осі тягового автомобіля у порівнянні з кутом відведення задньої осі поліпшує стійкість автопоїзда (рис. 5 б).

При дії збурення характер зміни бічної та кутової швидкостей тягового автомобіля під час перехідного процесу за швидкості до 21 м/с має згасаючий за логарифмічним законом характер (рис. 6 а).

За тих же умов при зростанні швидкості до 32 м/с характер зміни бічної та кутової швидкостей також згасаючий, але мають місце коливання (рис. 6 б). При перевищенні швидкості понад 32 м/с коливання параметрів руху будуть розбіжними що призведе до втрати стійкості і неможливості подальшого руху (рис. 6 в). При швидкості автопоїзда понад 32 м/с виникають автоколивання, рух слід вважати не стійким.

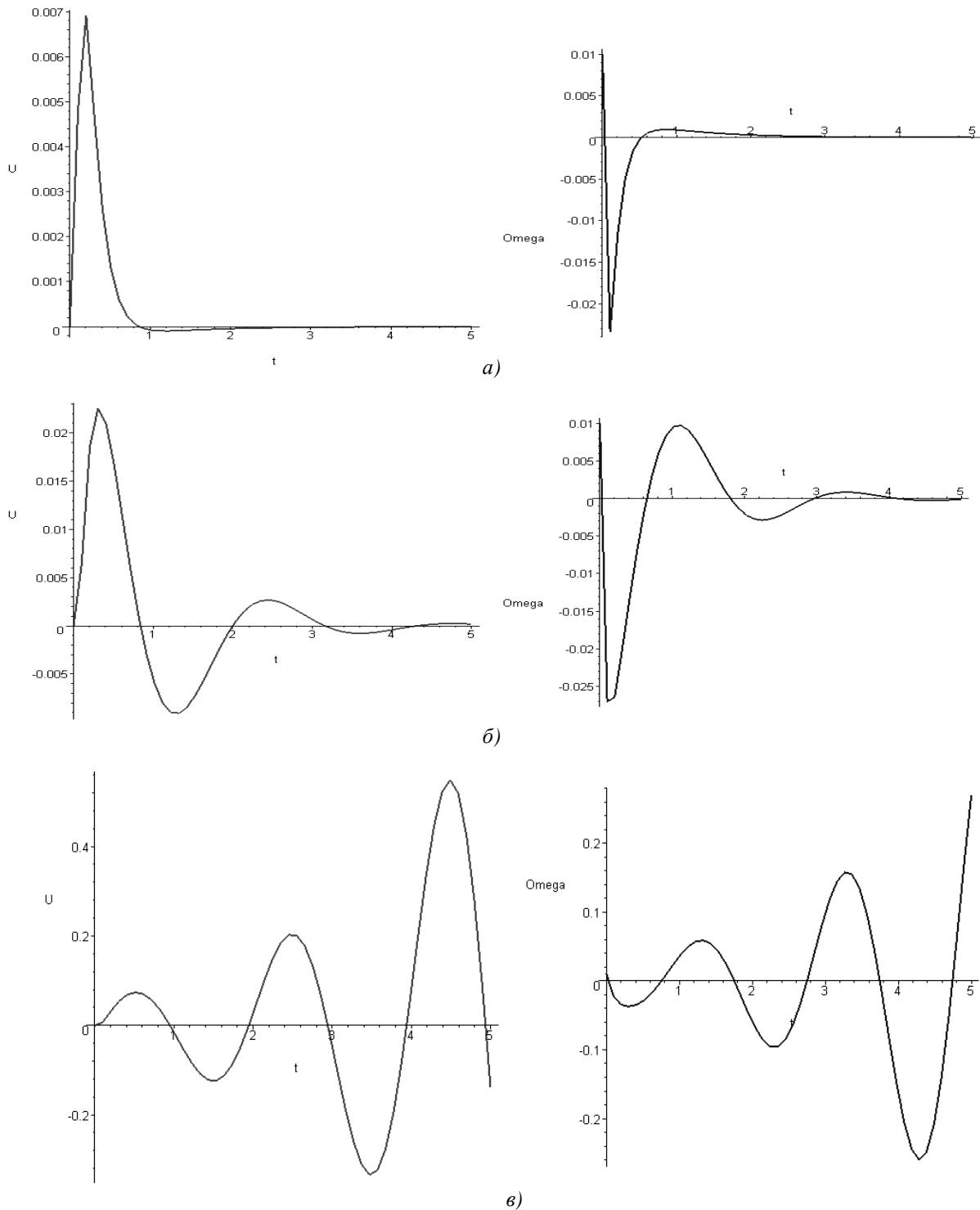


Рис. 6. Характер перехідного процесу змінних, що характеризують рух автопоїзда при різних швидкостях: а) до 21 м/с; б) 21–32 м/с; в) понад 32 м/с

Висновки. Розроблена математична модель автопоїзда категорії М1, за допомогою якої визначена критична швидкість руху автопоїзда та проаналізовані фактори, що впливають на її чисельне значення, зокрема масові і компоновальні параметри автопоїзда та жорсткісні характеристики шин його осей.

Список використаної літератури:

1. *Закин Я.Х.* Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 137 с.
2. *Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов и др.* ; под общ. ред. Я.Е. Фаробина. – Машиностроение, 1993. – 224 с.
3. *Антонов Д.А.* Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1984. – 164 с.
4. *Сахно В.П.* До визначення показників стійкості триланкового причіпного автопоїзда у прямолінійному русі / В.П. Сахно, І.Ф. Вороніна, О.А. Енглезі, Р.М. Кузнєцов // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2006. – Вип. 12. С. – 64–68.
5. *Сахно В.П.* До аналізу стійкості прямолінійного руху зчленованого автобуса / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, М.І. Загороднов, А.А. Веремчук // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – № 1. – 2003. – С. 111–117.
6. *Сахно В.П.* Результати чисельного інтегрування рівнянь руху автопоїзда в нелінійній постановці / В.П. Сахно, О.М. Тімков // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – К. : НТУ, ТАУ, 2003. – № 16 – С. 26–30.

КОЗАЧУК Любомир Святославович – аспірант кафедри автомобілів та транспортних технологій Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– автопоїзди категорії М1, їх керованість та стійкість руху.

Тел.: (050)663–51–24.

E-mail: lubaxxa@yandex.ua

Стаття надійшла до редакції 19.08.2014