

В.П. Сахно, д.т.н., проф.

Національний транспортний університет

Р.М. Кузнєцов, к.т.н., доц.

Луцький національний технічний університет

В.М. Глінчук, асист.

Державна академія водного господарства і природокористування

### СТІЙКІСТЬ ТРИЛАНКОВИХ СІДЕЛЬНО-ПРИЧІПНИХ АВТОПОЇЗДІВ У ГРАНИЧНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Розроблено багатомасову просторову математичну модель керованого руху автопоїзда, що дозволяє розраховувати оціночні показники стійкості у граничних режимах руху триланкових сидельно-причіпних автопоїздів перспективних схем, як на стадії проектування, так і при оцінці існуючих зразків. Виконано інтегрування рівнянь руху автопоїзда в поздовжньо-поперечній площині й проаналізовано вплив конструктивних і компоувальних параметрів автопоїзда на показники стійкості його руху. Визначено величини кута крену, бічного прискорення центрів мас окремих ланок триланкового сидельно-причіпного автопоїзда, навантаження на підвіску і вертикальне навантаження осей автопоїзда у результаті крену кузова окремих його ланок, з яких випливає, що найбільший крен і навантаження осей автопоїзда притаманні останньому причепу, який і є обмежуючим фактором за величиною критичної швидкості.

**Вступ.** Україна, ставши на шлях інтеграції в європейську та світову економічні системи, впроваджує в життя Програму створення і функціонування національної мережі міжнародних транспортних коридорів. Завдяки географічному положенню України через її територію проходять чотири із дев'яти трансєвропейських транспортних коридорів, в яких велика частка вантажів буде перевозитися багатоланковими автомобільними поїздами. Використання таких автопоїздів повинно бути підтверджено не тільки прогресивним транспортним законодавством, але і вирішенням певних технічних проблем, спрямованих на забезпечення високої продуктивності автопоїздів і всього транспортного потоку [1]. Основними з таких проблем є необхідність забезпечення максимальної відповідності автопоїзда конкретним умовам експлуатації, можливості формування автопоїздів великої вантажопідйомності з наявного рухомого складу без суттєвої зміни його конструкції. Можливості використання таких автопоїздів обмежені також необхідністю вирішення низки проблем, пов'язаних з безпекою їх руху і перш за все із забезпеченням стійкості як у тяговому за максимальної швидкості руху, так і гальмівному режимі за цієї швидкості руху. При цьому дуже важливо забезпечити стійкість транспортного засобу в цих граничних режимах руху для того, щоб він залишався в межах габаритного коридору.

**Метою роботи** є покращення показників стійкості триланкових сидельно-причіпних автопоїздів різних компоувальних схем у граничних режимах руху шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів тягача і причіпних ланок.

**Основна частина.** Досягнення поставленої мети досягається розробкою математичної моделі автопоїзда і на її основі вибір компоувальних і масових параметрів автопоїзда, за яких забезпечуються необхідні показники маневреності й стійкості автопоїзда.

У розробленій моделі триланкового сидельно-причіпного автопоїзда, рис. 1, автомобіль-тягач має  $n_1$  поворотних осей, розташованих попереду центра мас (т. С), і  $n_2$  неповоротних осей, розташованих за точкою С. Напівпричіп і причіп мають  $n_3$  і  $n_4$  поворотних осей відповідно. У моделі прийняті такі позначення:

Охуз – інерційна система координат; М, С, I – маса центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас т. С; x, y – абсциса і ордината т. С в інерційній системі координат;  $m_k, C_k, I_k$  (k = 1, 2) – ж саме для першої і другої ведених ланок;  $\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$  – курсові кути ланок автопоїзда;  $v = \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta$ ,  $u = -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta$  – проекції швидкості т. С на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;  $M_{c1}, M_{c2}, M_{c3}$  – моменти опору повороту ланок автопоїзда;  $\omega, \omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості ланок автопоїзда;  $\theta_{1i}$  (i = 1, ...,  $n_1$ ),  $\theta_{1\rho}$  ( $\rho = 1, \dots, n_3$ ),  $\theta_{2s}$  (s = 1, ...,  $n_4$ ) – кути повороту осей ланок автопоїзда;  $X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$  – поздовжні й поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда;

$a_i = CA_i$ ,  $b_j = CB_j$ ,  $l = A_1B_{n2}$ ,  $c = O_1C$ ,  $d = O_1C_1$ ,  $b_{1\rho} = CB_{1\rho}$ ,  $L_1 = O_1B_{1n3} = d_1 + b_{1n3}$ ,  $c_1 = O_2C_1$ ,  $l_1 = O_2O_1 = c_1 + d_1$ ,  $b_{2s} = C_2B_{2s}$ ,  $L_2 = O_2B_{2n4} = d_2 + b_{2n4}$  – геометричні параметри автопоїзда.

Рівняння плоскопаралельного руху для триланкового сидельно-причіпного автопоїзда записані у

вигляді [2]:

– за змінною  $v$ :

$$a_{11}(\dot{v} - u\omega) - [a'_{12} \sin \varphi_1 + a''_{12} \sin \alpha (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + a''_{12} \sin \alpha \ddot{\varphi}_2 + a_{14}\omega^2 + a'_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1 + a''_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \cos \alpha = -\sum_{i=1}^{n1} (X_{1i} \cos \theta_i + Y_{1i} \sin \theta_i) - \sum_{j=1}^{n2} X_{2j} - \sum_{\rho=1}^{n3} [X_{3\rho} \cos(\theta_{1\rho} + \varphi_1) - Y_{3\rho} \sin(\theta_{1\rho} + \varphi_1)] - \sum_{s=1}^{n4} [X_{4s} \cos(\theta_{2s} + \alpha) - Y_{4s} \sin(\theta_{2s} + \alpha)];$$

– за змінною  $u$ :

$$a_{11}(\dot{u} + v\omega) - a_{14}\dot{\omega} - [a'_{12} \cos \varphi_1 + a''_{12} \cos \alpha] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + a''_{12} \cos \alpha \ddot{\varphi}_2 - a'_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 - a''_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin \alpha = -\sum_{i=1}^{n1} (X_{1i} \sin \theta_i - Y_{1i} \cos \theta_i) + \sum_{j=1}^{n2} Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^{n3} [X_{3\rho} \sin(\theta_{1\rho} + \varphi_1) + Y_{3\rho} \cos(\theta_{1\rho} + \varphi_1)] + \sum_{s=1}^{n4} [X_{4s} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1) - Y_{4s} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2 + \varphi_1)];$$

– за змінною  $\omega$ :

$$(I + a_{14}c + a'_{12}c \cos \varphi_1 + a''_{12}c \cos \alpha)\dot{\omega} - a_{14}(\dot{u} + \omega v) - c[a'_{12} \cos \varphi_1 + a''_{12} \cos \alpha \dot{\varphi}_1 - a''_{12}c \cos \alpha \ddot{\varphi}_2 + ca'_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1 + a''_{12}(\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin \alpha = -M_{C1} - \sum_{i=1}^{n1} a_i (X_{1i} \sin \theta_i - Y_{1i} \cos \theta_i) - \sum_{j=1}^{n2} b_j Y_{2j} - c \sum_{\rho=1}^{n3} X_{3\rho} \sin \beta_1 + Y_{3\rho} \cos \beta_1 - c \sum_{s=1}^{n4} X_{4s} \sin(\theta_{2s} + \alpha) + Y_{4s} \cos(\theta_{2s} + \alpha);$$

– за змінною  $\varphi_1$ :

$$(I_1 + m_1 d_2^2 + m_2 l_1^2 + a''_{12} l_1 \cos \varphi_2)(\dot{\varphi}_1 - \dot{\omega}) + a'_{12}[\dot{v} \sin \varphi_1 + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos \varphi_1] + a''_{12} l_1 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_2 + a'_{12} \omega \times [v \cos \varphi_1 - (u - c\omega) \sin \varphi_1] - a''_{12} l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin \varphi_2 = -M_{C2} + \sum_{\rho=1}^{n3} (d_1 + b_{1\rho})(X_{3\rho} \sin \theta_{1\rho} + Y_{3\rho} \cos \theta_{1\rho}) + l_1 \sum_{s=1}^{n4} (X_{4s} \sin \beta_2 + Y_{4s} \cos \beta_2);$$

– за змінною  $\varphi_2$ :

$$(I_2 + a''_{12} d_2)(\ddot{\varphi}_2 - \dot{\omega}) + a''_{12}[\dot{v} \sin \alpha + (\dot{u} - \dot{\omega}c) \cos \alpha] + [I_2 + a''_{12}(d_2 + l_1 \cos \varphi_2)]\ddot{\varphi}_1 + a''_{12} l_1 \cos \varphi_2 \ddot{\varphi}_1 + m_2 d_2 l_1 (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_2 - m_2 d_2 \omega [(u - \omega c) \sin \alpha - v \cos \alpha] = -M_{C3} + \sum_{s=1}^{n4} [(d_2 + b_{2s})(X_{4s} \sin \theta_{2s} + Y_{4s} \cos \theta_{2s})]. \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

$$a_{11} = m_1 + m_2 + m; \quad a'_{12} = m_1 d_1 + m_2 l_1; \quad a''_{12} = m_2 d_2; \quad a_{14} = c(m_1 + m_2); \quad a_{15} = m_1 + m_2; \\ \theta_{1\rho} + \varphi_1 = \beta_1; \quad \theta_{2s} + \varphi_2 = \beta_2; \quad \varphi_1 + \varphi_2 = \alpha.$$

Отримана система п'яти диференціальних рівнянь буде використана для знаходження п'яти невідомих  $v$ ,  $u$ ,  $\omega$ ,  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  – показників, що характеризують стійкість триланкового сидельно-причіпного автопоїзда у плоскопаралельному русі. При цьому нормальні реакції опорної поверхні на колеса правого і лівого борту однакові. За такої умови стійкість руху розглядають для плоскої моделі автопоїзда.

Маневрування у граничних режимах руху може призвести до суттєвої зміни реакцій опорної поверхні на колеса ланок автопоїзда. Тому необхідно розглянути рух автопоїзда в поздовжній, вертикальній і поперечній площинах. Зв'язок між підресореними і непідресореними масами реальної конструкції автопоїзда здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними і демпфуючими властивостями.

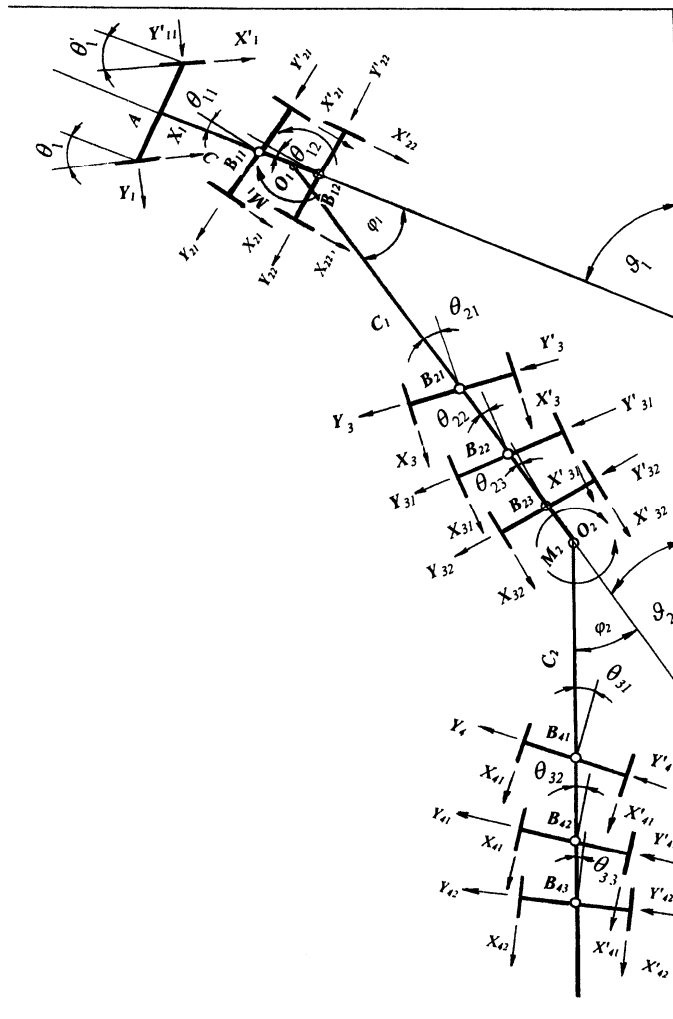


Рис. 1. Схема сил і моментів, що діють на триланковий автопоїзд

У випадку, що розглядається, сили взаємодії в опорно-зчпному і тягово-зчпному пристроях не впливають на перерозподіл навантажень по бортах ланок автопоїзда. Тому досить складну систему – триланковий сидельно-причпний автопоїзд – можна розглядати як три системи: тягач, напівпричп, причп, що креняться незалежно. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутах галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий і поздовжньо-поперечний і рівняння руху підресорених мас автопоїзда записані у вигляді:

– за змінною  $z$ :

$$a_{11}\ddot{z} + a_{15}\dot{\psi}b_{11} + [a'_{12} \cos\psi_1 + (m_1h_1 + m_2b_{12})\sin\psi_1]\ddot{\psi}_1 + m_2\ddot{\psi}_2b_{13} = a_{15}\dot{\psi}_2^2b_{14} + \{[m_1h_1 + m_2b_{12}]\} \times \cos\psi_1 - a'_{12} \sin\psi_1\}\dot{\psi}_1^2 + m_2b_{15}\dot{\psi}_2^2 + 2\sum_{i=1}^{n1} q_{1i}[b_{16} - \frac{\epsilon}{2} \cos\theta_{i0} \cos\psi_1 \text{tg}\gamma] + 2\sum_{j=1}^{n2} q_{2j}b_{17} + 2\sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1,\rho u}[b_{18} - b_{1\rho}(\text{tg}\psi_{10} - \text{tg}\psi_1)] + 2\sum_{s=1}^{n4} q_{b2s}[z_{b2s}^0 - z_{c2} - b_{2s} \text{tg}\psi_2 - \frac{\epsilon_2}{2}(\cos\theta_{2s} - \cos\theta'_{2s})\cos\psi_2 \text{tg}\gamma_2].$$

– за змінною  $\psi$ :

$$\begin{aligned}
 & -a_{13}c\ddot{z} + (I + a_{14}b_{11})\ddot{\psi} + c[a'_{12}\cos\psi_1 + (m_1h_1 + m_2b_{12})\times\sin\psi_1]\ddot{\psi}_1 + m_2c\ddot{\psi}_2b_{13} = -a_{14}\dot{\psi}_2^2b_{14} - c\{(m_1h_1 + m_2b_{12})\cos\psi_1 - \\
 & -a'_{12}\sin\psi_1\}\dot{\psi}_1^2 - m_2cb_{15}\dot{\psi}_2^2 + 2\sum_{i=1}^{n_1}a_iq_{li}[b_{16} - \frac{\varepsilon}{2}\cos\theta_{i0}\cos\psi_1\text{tg}\gamma] - 2\sum_{j=1}^{n_2}b_jq_{2j}b_{17} - 2c\sum_{\rho=1}^{n_3}c_{b1\rho u}[b_{18} - b_{1\rho}(\text{tg}\psi_{1o} - \text{tg}\psi_1)] \\
 & - 2c\sum_{s=1}^{n_4}q_{b2s}[b_{19} - \frac{\varepsilon_2}{2}\cos\theta_{2s0} - \cos\psi_2\text{tg}\gamma_2] - X^{(1)}b_{14} - z[\sum_{i=1}^{n_1}(X_{li}\cos\theta_i + X'_{li}\cos\theta'_i + Y_{li}\sin\theta_i \\
 & + Y'_{li}\sin\theta'_i) + \sum_{j=1}^{n_2}(X_{2j} + X'_{2j})] - \varepsilon\sum_{i=1}^{n_1}\{F_{ai}^o(\sin\theta_i - \sin\theta'_i) + q_{li}[z_{ai}^o(\sin\theta_i - \sin\theta'_i) + Z'_{ai}\sin\theta'_i - Z_{ai}\sin\theta_i]\};
 \end{aligned}$$

- за змінною  $\gamma$ :

$$\begin{aligned}
 I_{Xo}\ddot{\gamma} = & -Y^{(1)}b_{14} - 2H\sum_{i=1}^{n_1}q_{li}[H + \frac{\varepsilon}{2}\cos\theta_{i0}\cos\psi_1\text{tg}\gamma - 2\sum_{j=1}^{n_2}q_{2j}(H + \varepsilon)^2\cos\psi_1\text{tg}\gamma + z[\sum_{i=1}^{n_1}(Y_{li}\cos\theta_i + Y'_{li}\cos\theta'_i \\
 & - X_{li}\sin\theta_i - X'_{li}\sin\theta'_i) + \sum_{j=1}^{n_2}(Y_{2j} + Y'_{2j})] + \varepsilon\sum_{i=1}^{n_1}\{F_{ai}^o\cos\theta_{i0} + q_{li}[z_{ai}^o\cos\theta_{i0} + Z'_{ai}\cos\theta'_i - Z_{ai}\cos\theta_i]\};
 \end{aligned}$$

- за змінною  $\psi_1$ :

$$\begin{aligned}
 & -a'_{12}\ddot{z} + a'_{12}b_{11}\ddot{\psi} + [I_1 + (m_1d_1^2 + m_2l_1^2)\cos\psi_1 + (m_1d_1h_1 + m_2l_1b_{12})\sin\psi_1]\ddot{\psi}_1 + m_2l_1\ddot{\psi}_2b_{13} = \\
 & = -a'_{12}\dot{\psi}_2^2b_{14} - [(m_1d_1h_1 + m_2l_1b_{12})\cos\psi_1 - (m_1d_1^2 + m_2l_1^2)\sin\psi_1]\dot{\psi}_1^2 - m_2l_1b_{15}\dot{\psi}_2^2 + b_{10}X^{(2)} - \\
 & - \sum_{\rho=1}^{n_3}z_c[(X_{3s} + X'_{3s})\cos\theta_{1s} - (Y_{3s} - Y'_{3s})\sin\theta_{1s}] - (h_1\cos\psi_1 - d_1\sin\psi_1)(X^{(1)}\cos\varphi_1 + Y^{(1)}\sin\varphi_1) - \\
 & - b_{21}(X^{(1)}\cos\psi + Y^{(1)}\sin\psi) - [\sum_{i=1}^{n_1}(b_{li} + d_1)c_{b1iuu} \times [b_{18} - b_{li}(\text{tg}\psi_{1o} - \text{tg}\psi_1)] - \\
 & - 2l_1\sum_{s=1}^{n_4}q_{b2s}[b_{19} - \frac{\varepsilon}{2}(\cos\theta_{2s} - \sin\theta'_{2s})\times\cos\psi_2\text{tg}\gamma_2] - H_1^2\cos\psi_1\text{tg}\gamma_1\sum_{\rho=1}^{n_3}c_{b1\rho u}\sin 2\theta_{2s};
 \end{aligned}$$

- за змінною  $\gamma_1$ :

$$\begin{aligned}
 I_{X1}\ddot{\gamma}_1 = & -Y^{(2)}b_{10} + b_{21}(Y^{(1)}\cos\varphi_1 - X^{(1)}\sin\varphi_1) - \sum_{\rho=1}^{n_3}c_{b1\rho u}\cos^2\theta_{4s} \times H_1^2\cos\psi_1\text{tg}\gamma_1\sum_{\rho=1}^{n_3}c_{b1\rho u}\cos^2\theta_{1\rho} + \\
 & + z_c[\sum_{\rho=1}^{n_3}(Y_{3\rho} + Y'_{3\rho})\cos\theta_{3\rho} + (X_{3\rho} + X'_{3\rho})\cos\theta'_{3\rho}];
 \end{aligned}$$

- за змінною  $\psi_2$ :

$$\begin{aligned}
 & -a''_{12}\ddot{z} + m_2d_2b_{11}\ddot{\psi} + (I_2 + a''_{12}b_{13})\ddot{\psi}_2 + a''_{12}(l_1\cos\psi_1 + b_{12}\sin\psi_1)\ddot{\psi}_1 = -a''_{12}\dot{\psi}_2^2b_{14} - a''_{12}(b_{12}\cos\psi_1 - l_1\sin\psi_1)\dot{\psi}_1^2 - a''_{12}b_{15}\dot{\psi}_2^2 \\
 & - b_{15}(X^{(2)}\cos\varphi_2 + Y^{(2)}\sin\varphi_2) - z_{c2}\sum_{s=1}^{n_4}(X_{4s}\cos\theta_{2s} + X'_{4s}\cos\theta'_{2s} - Y_{4s}\sin\theta_{2s} - Y'_{4s}\sin\theta'_{2s}) - 2\sum_{s=1}^{n_4}(b_{2s} + d_2)q_{b2s} \times \\
 & \times [b_{19} - \frac{\varepsilon}{2}(\cos\theta_{2s} - \cos\theta'_{2s})\times\cos\psi_2\text{tg}\gamma_2] + \varepsilon_2\sum_{s=1}^{n_4}\{F_{b2s}^o(\sin\theta_{2s} - \sin\theta'_{2s}) + q_{b2s}[(z_{b2s}^o - z_{b2s}')\sin\theta_{2s} - (z_{b2s}^o - z'_{b2s}')\sin\theta'_{2s}];
 \end{aligned}$$

- за змінною  $\gamma_2$ :

$$\begin{aligned}
 I_{X2}\ddot{\gamma}_2 = & z_{c2}\sum_{s=1}^{n_4}(X_{4s}\sin\theta_{2s} + X'_{4s}\sin\theta'_{2s} - Y_{4s}\cos\theta_{2s} - Y'_{4s}\cos\theta'_{2s} + b_{13}(Y^{(2)}\cos\varphi_2 - X^{(2)}\sin\varphi_2) \tag{2} \\
 & - 2H_2\cos\psi_2\text{tg}\gamma_2 \times \sum_{s=1}^{n_4}q_{b2s}[H_2 + \frac{\varepsilon_2}{2}(\cos\theta_{2s} + \cos\theta'_{2s})] + \varepsilon_2\sum_{s=1}^{n_4}\{F_{b2s}^o(\cos\theta_{2s} - \cos\theta'_{2s}) + \\
 & + q_{b2s}[(z_{b2s}^o(\cos\theta_{2s} - \cos\theta'_{2s}) + z'_{b2s}\cos\theta'_{2s} - z_{b2s}\cos\theta_{2s})]\}.
 \end{aligned}$$

У системі рівнянь (2) прийняті такі позначення:

$$\begin{aligned}
 b_{11} = c\cos\psi + h\sin\psi; \quad b_{12} = h_1 - h_2; \quad b_{13} = d_2\cos\psi_2 + h_3\sin\psi_2; \quad b_{14} = h\cos\psi - c\sin\psi; \\
 b_{15} = h_3\cos\psi_2 - d_2\sin\psi_2; \quad b_{16} = z_{ai}^0 - z - a_i\text{tg}\psi; \quad b_{17} = z_{bj}^0 - z - b_j\text{tg}\psi; \quad b_{18} = h_{c1} - z_{c1};
 \end{aligned}$$

$$b_{19} = z_{b_{2s}}^0 - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2; b_{10} = h_2 \cos \psi_1 + c_1 \sin \psi_1; b_{21} = h_1 \cos \psi_1 - d_1 \sin \psi_1; \cos \theta_{2s} - \cos \theta'_{2s} = \cos \theta_{2s0}$$

Рівняння (2), що описують рух ланок автопоїзда у вертикальній площині (поздовжній і поперечній), поряд з рівняннями (1), що описують рух його ланок у горизонтальній площині, використані в подальшому для визначення показників стійкості автопоїзда у граничних режимах руху (при маневруванні на високих швидкостях і при гальмуванні). Після лінеаризації системи рівнянь (1) було визначено критичну швидкість прямолінійного руху, яка записана у вигляді:

$$v_{кр}^2 = \frac{[\alpha(k_1 + k_2) + M_1 - M_2\{(k_4 d_2 + M_4)[M_3(M_3 + M_4) - k_3(\mu_3 + c_1 M_4)] + \rightarrow m(k_3 d_1 + M_3)(k_4 d_2 + M_4)(M_1 - M_2) + \rightarrow k_4(k_3 c_1 - M_3)(d_2 M_4 + \mu_4)\} + (k_3 d_1 + M_3)(k_4 d_2 + M_4)[(k_1 + k_2)(\mu_1 + \mu_2) - (M_1 - M_2)^2]^2}{[\alpha(k_1 + k_2) + M_1 - M_2][m_1 M_3(k_4 d_2 + M_4) - m_2 M_4(k_3 c_1 - M_3)]} \quad (3)$$

де  $k_1 = \sum_{i=1}^{n1} k_{1i}$ ,  $k_2 = \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}$ ,  $k_3 = \sum_{\rho=1}^{n3} k_{3\rho}$ ,  $k_4 = \sum_{s=1}^{n4} k_{4s}$ ,  $M_1 = \sum_i k_{1i} a_i$ ,  $M_2 = \sum_j k_{2j} b_j$ ,  $M_3 = \sum_{\rho} k_{3\rho} b_{1\rho}$ ,  $M_4 = \sum_s k_{4s} b_{2s}$ ,  $\mu_1 = \sum_i k_{1i} a_i^2$ ,  $\mu_2 = \sum_j k_{2j} b_j^2$ ,  $\mu_3 = \sum_{\rho} k_{3\rho} b_{1\rho}^2$ ,  $\mu_4 = \sum_s k_{4s} b_{2s}^2$ .

За виразом (3) проведено розрахунки критичної швидкості руху триланкових автопоїздів:

- автопоїзд № 1 – двовісний автомобіль-тягач Scania-114L(4×2) + тривісний напівпричіп Krone SD-27+ тривісний причіп Krone AZ-24 з передньою керованою віссю;
  - автопоїзд № 2, № 3, № 4 – ті ж автомобіль-тягач і напівпричіп + відповідно двовісний причіп з передньою керованою віссю Krone AZ-18, + двовісний причіп з центрально розташованими осями Krone ZZ-18, + двовісний причіп з передньою керованою віссю СЗАП.
  - автопоїзд № 5, № 6, № 7, № 8 – ті ж автопоїзди з тривісними автомобілями-тягачами.
- Результати розрахунків представлені у табл. 1.

Таблиця 1

Критичні швидкості руху сидельно-причіпних автопоїздів

№ з/п	Тип автопоїзда	$v_{кр}$ , м/с (км/год.)	Зменшення, % $v_{кр}$
1	Scania-114L(4×2)+Krone SD-27+Krone AZ-18	30,23(108,83)	
2	Scania-114L(4×2)+Krone SD-27+Krone AZ-24	31,45(113,22)	
3	Scania-114L(4×2)+Krone SD-27+Krone ZZ-18	34,59 (124,52)	
4	Scania-114L(4×2)+Krone SD-27+СЗАП-24	29,62 (106,63)	
5	Scania-114L(6×4)+Krone SD-27+Krone AZ-18	28,71 (103,36)	5,03 %
6	Scania-114L(6×4)+Krone SD-27+Krone AZ-24	29,53 (106,31)	6,10 %
7	Scania-114(6×4)+Krone SD-27+Krone ZZ-18	31,94 (114,98)	7,66 %
8	Scania-114L(6×4)+Krone SD-27+СЗАП-24	28,14 (101,34)	5,00 %

Із даних табл. 1 випливає, що  $v_{кр}$  триланкових сидельно-причіпних автопоїздів з двовісними автомобілями-тягачами на 5–8 % більша, ніж з тривісними. Разом з тим, для обох автопоїздів ця швидкість менша за максимальну швидкість руху таких автопоїздів. Тому проаналізуємо фактори, за рахунок яких можна збільшувати  $v_{кр}$  автопоїзда, зокрема з двовісними автомобілями-тягачами.

З аналізу літературних джерел випливає, що  $v_{кр}$  залежить від компоувальної схеми триланкового автопоїзда, його масових і конструктивних параметрів, які по-різному впливають на її чисельне значення. Всього було обрано 12 факторів (маса ланок, розміщення точок зчіпок ланок, коефіцієнти опору відведення коліс ланок тощо), які відповідали умовам незалежності, керованості та однозначності. При цьому їх сукупність відповідала сумісності й відсутності лінійної кореляції. Результати розрахунку наведені на рис. 2.

Аналіз наведених графіків показує, що збільшення маси як дво-, так і тривісного автомобіля-тягача (рис. 2, а) і напівпричепа (рис. 2, в) призводить до збільшення  $v_{кр}$ , у той час, як збільшення маси причепа (рис. 2, б) призводить до зменшення критичної швидкості руху автопоїзда. Із цього випливає важлива рекомендація до завантаження ланок автопоїзда в процесі експлуатації: максимально завантажувати автомобіль-тягач і напівпричіп за найменшого завантаження причепа.

До зростання  $v_{кр}$  призводить як зменшення відстані між центром маси автомобіля тягача і точкою зчіпки тягача з напівприцепом (рис. 2, д, е), так і наближення точки зчіпки причепа з напівприцепом до задньої осі напівпричепа (рис. 2, з). При такому положенні точки зчіпки на напівпричепі й положенні

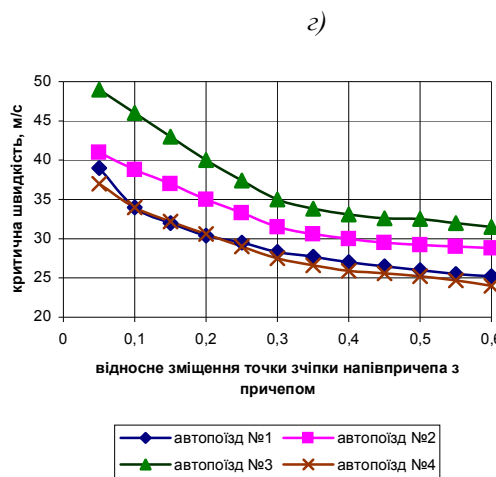
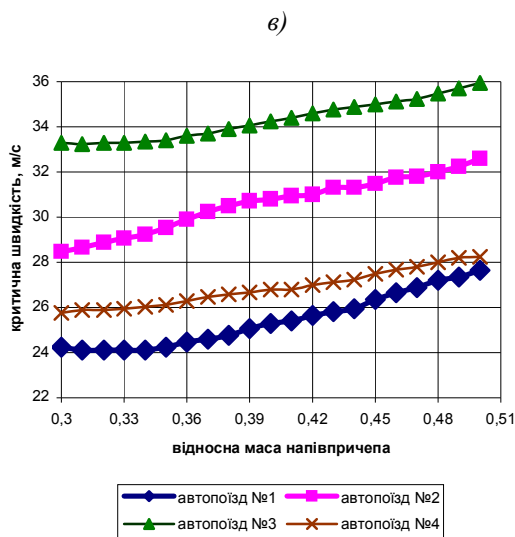
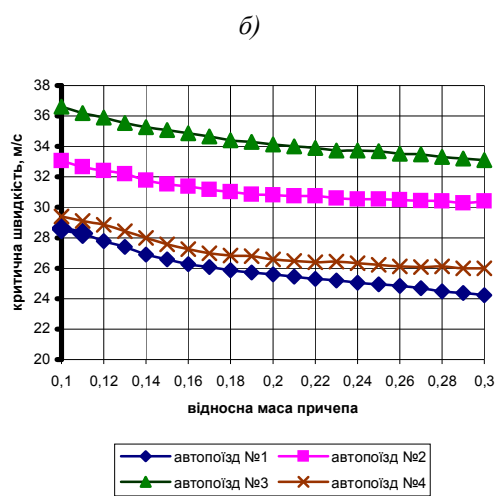
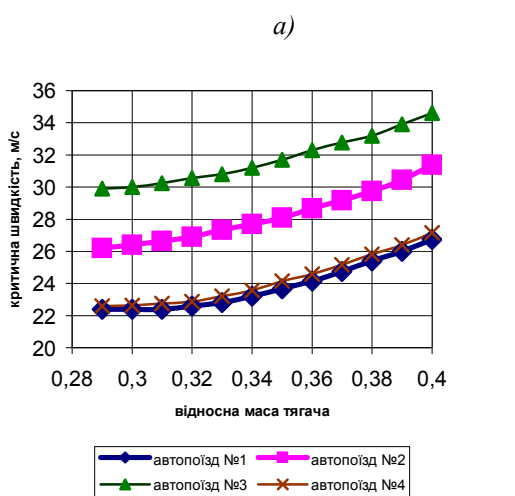
центра мас причепа з'ясовано, що база причепа та довжина його дишла майже не впливають на критичну швидкість руху автопоїзда.

Аналіз жорсткісних характеристик шин осей автопоїзда, а саме коефіцієнтів опору відведення коліс на критичну швидкість руху показав:

– при незмінних значеннях коефіцієнтів опору відведення коліс задніх осей зменшення коефіцієнта опору відведення коліс передніх осей тягача, напівпричепа, причепа призводить до збільшення критичної швидкості руху автопоїзда;

– при незмінних значеннях коефіцієнтів опору відведення коліс передніх осей збільшення коефіцієнта опору відведення коліс задніх осей тягача, напівпричепа і причепа призводить до збільшення  $v_{кр}$  автопоїзда;

– зважаючи на взаємозв'язок між коефіцієнтом опору відведення і тиском повітря в шині, у процесі експлуатації автопоїзда необхідно підтримувати такий тиск, щоб за обраного навантаження на колеса осей автопоїзда коефіцієнт опору бічному відведенню коліс передніх осей тягача, напівпричепа і причепа був меншим, ніж коліс їх задніх осей. Це буде сприяти підвищенню  $v_{кр}$  автопоїзда.



д)

е)

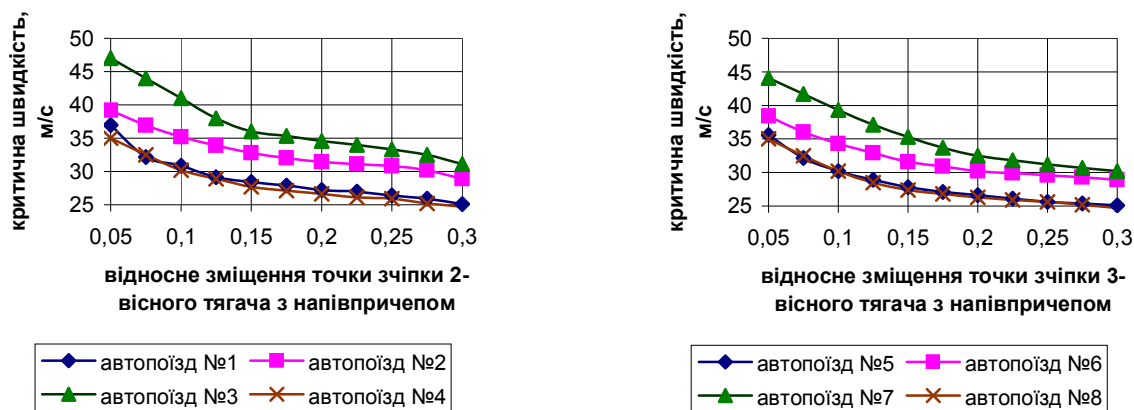


Рис. 2. Вплив масових і конформувальних параметрів на критичну швидкість руху автопоїзда

Взагалі критерій  $\nu_{кр}$  зв'язує конструктивні експлуатаційні параметри АТЗ та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої призводить до втрати стійкості руху [3], що і проаналізовано для прямолінійного руху автопоїзда. За іншого стаціонарного руху, а саме колового руху, критичну швидкість можна знайти тільки проінтегрувавши лінеаризовану вихідну систему рівнянь. Задавши закон зміни кута повороту керованих коліс тягача, чисельним інтегруванням вихідної системи рівнянь, можна знайти значення параметрів руху АТЗ при коловому русі, а також при виконанні ними різних маневрів. Розв'язок характеристичного рівняння, складеного для лінеаризованої системи вихідних рівнянь для причіпного автопоїзда, здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple 9.

За обраних параметрів автопоїзда задавалася швидкість його руху, яка послідовно збільшувалася. При цьому знаходилися корені характеристичного рівняння і перевірялися умови стійкості. Так, для сідельно-причіпного автопоїзда Scania-114(4×2)+Krone SD-27+ Krone ZZ-18 за швидкості руху  $\nu = 31,9$  м/с усі дійсні власні значення коренів характеристичного рівняння є від'ємними, тобто такий режим руху ще є стійким. Збільшення швидкості автопоїзда до 32,2 м/с за кута повороту керованих коліс тягача  $\theta = 0$  призвело до появи одного додатного дійсного кореня, що свідчить про появу коливальної нестійкості автопоїзда. При повороті керованих коліс для досягнення колового руху автопоїзда критична швидкість автопоїздів усіх конформувальних схем, що розглядаються, зменшується, проте найбільше значення  $\nu_{кр}$  має місце для автопоїзда Scania-114L(4×2)+Krone SD-27+Krone ZZ-18.

За прийнятої умови, що сили взаємодії в опорно-зчіпному і тягово-зчіпному пристроях не впливають на перерозподіл навантажень по бортах ланок автопоїзда, триланковий сідельно-причіпний автопоїзд можна розглядати як три системи: тягач, напівпричіп, причіп, що креняться незалежно. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутах галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий і поздовжньо-поперечний. З цієї метою вихідна система рівнянь (2) була розділена на три підсистеми, інтегрування кожної з яких здійснювалось за допомогою програмного забезпечення Maple 8. Інтегрування дозволяє дослідити характер поведінки змінних  $z, \psi_i, \gamma_i$  при виконанні маневру "ривок рульового колеса" ( $\omega = 1$  рад./с) з плином часу. При цьому найбільший кут рискання має місце для останнього причепа, а кутова швидкість рискання – для автомобіля-тягача.

Цим пояснюється, що обмежуючим фактором при виконанні різних маневрів дволанковим автопоїздом є автомобіль-тягач. При збільшенні швидкості руху автопоїзда спостерігається також збільшення усіх параметрів криволінійного руху. Про це свідчать результати розрахунку кутів відведення, бічних сил на осях автопоїзда, кута та кутової швидкості рискання. Проте загасаючий характер коливань інтегральних кривих відносно значень цих змінних у неусталених режимах показує, що за усіх варіантів швидкості руху  $\nu$  і кута повороту керованих коліс тягача  $\theta$  автопоїзд після завершення перехідних процесів входить в усталений рух.

При моделюванні режиму руху "переставка  $S_p = 24$  м" оцінювалася можливість і надійність керування триланковим сідельно-причіпним автопоїздом у визначених умовах. Так, за  $\nu = 15$  м/с швидкість рискання автопоїзда з причепом з рознесеними осями на 26,5 % перевищує її значення у випадку автопоїзда з наближеними осями. Проте тільки за величиною швидкості рискання

судити про стійкість руху автопоїзда при виконанні цього маневру неможливо. Тому розглянемо, як змінюються значення бічних прискорень автопоїздів при виконанні цього ж маневру. На рис. 3 наведено результати розрахунку бічних прискорень при виконанні автопоїздами маневру «поворот» за швидкості 15 м/с.

Аналіз наведених залежностей показує, що для автопоїзда з причепом з наближеними осями бічне прискорення причепа на 12,5 % менше, ніж для автопоїзда з причепом з рознесеними осями, проте для обох автопоїздів максимальні прискорення перевищують максимально допустимі, і їх рух є нестійким за майже однакових величин прискорень автомобіля-тягача і напівпричепа. При зменшенні швидкості руху до 10 м/с максимальні прискорення причепа зменшуються для автопоїзда з наближеними осями до 3,5 м/с<sup>2</sup>, а для автопоїзда з рознесеними осями причепа – до 3,9 м/с<sup>2</sup>, тобто рух обох автопоїздів є стійким.

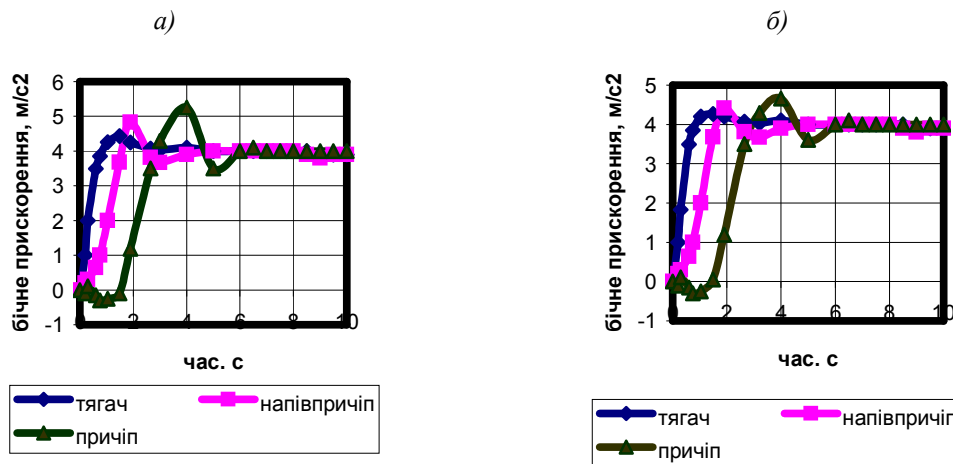


Рис. 3. Залежність бічного прискорення автопоїзда з рознесеними (а) та наближеними (б) осями причепа у часі перехідного процесу

У процесі екстреного гальмування ймовірність порушення стійкості автопоїзда зростає, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. Будемо вважати, що прямолінійний рух автопоїзда в режимі гальмування є майже стійким, якщо ширина коридору не перевищуватиме 1,0 м [4].

У результаті інтегрування диференціальних рівнянь руху триланкового автопоїзда було встановлено, що кращі показники стійкості при гальмуванні притаманні триланковому автопоїзду з неповоротними осями напівпричепа і причепа з наближеними осями. Цьому автопоїзду дещо поступається триланковий автопоїзд з тривісним причепом і в значно більшому ступені – автопоїзди з двовісними і тривісними причепами з передньою керованою віссю.

Пояснюється це тим, що бічні сили, які діють на автомобіль-тягач і напівпричіп триланкового автопоїзда приблизно однакові (0,25g і 0,27g), у той час, як для третьої некерованої і керованої ланки ці прискорення відповідно в 1,23, 1,67 і 1,75 рази перевищують прискорення автомобіля-тягача. За таких досить великих бічних прискорень причепа (останньої керованої ланки) її поперечне зміщення майже у 2 рази перевищує бічне зміщення напівпричепа (другої ланки), збільшуючи ймовірність виходу його за межі допустимої габаритної смуги руху. Тому в конструкціях автопоїздів з керованими причепами необхідно передбачити спеціальний пристрій, що підвищував би стійкість третьої ланки в процесі гальмування.

У результаті інтегрування диференціальних рівнянь руху автопоїзда у поздовжньо-поперечній площині були отримані значення кутів галопування, тангажу і диференту. Зокрема для автопоїзда № 4, що знаходиться у найгіршому стані, за  $v_0 = 10$  м/с;  $\varphi = 0,6$ ;  $\varphi_1 = -0,05$ ;  $\varphi_2 = 0,05$ ;  $\dot{\varphi}_1 = 0,05$  рад./с;  $\dot{\varphi}_2 = -0,05$  рад./с кут галопування третьої ланки  $|\psi| = |\psi|_{t=1,8 \text{ с}} = 0,0186$  рад, кут диференту  $\psi_1 = \psi_1|_{t=2,2 \text{ с}} = 0,0018$  рад, кут тангажу  $\psi_2 = \psi_2|_{t=2,2 \text{ с}} = 0,0011$  рад.

Отримані значення кутів свідчать про те, що коливання ланок автопоїзда за обраних швидкостей початку гальмування майже відсутні.

**Висновки.** Розроблена багатомасова просторова математична модель керованого руху автопоїзда дозволяє розраховувати оціночні показники стійкості у граничних режимах руху триланкових сидельно-причіпних автопоїздів перспективних схем, як на стадії проектування, так і при оцінці існуючих зразків.



Виконано інтегрування рівнянь руху автопоїзда в поздовжньо-поперечній площині й проаналізовано вплив конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда на показники стійкості їх руху.

Визначено максимальну початкову швидкість, за якої досягається стійкість автопоїзда в процесі гальмування. Показано, що для обраного набору параметрів триланкового сидельно-причіпного автопоїзда з причепом з наближеними осями бічне зміщення центра мас третьої ланки плавно збільшується і досягає 0,37 м, тобто за швидкості 15 м/с цей автопоїзд не виходить за допустимі межі габаритної смуги руху. У той же час для триланкового автопоїзда з керованими причепом має місце значне збільшення бічного відхилення центра мас третьої ланки, в результаті чого автопоїзд уже знаходиться на межі допустимої смуги руху, тобто такий автопоїзд потребує застосування спеціальних пристроїв.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Енглезі О.А. До питання використання триланкових автопоїздів в Україні // Автошляховик України. – 2005. – № 5. – С. 13–16.
2. Сахно В.П., Стельмащук В.В., Кузнєцов Р.М., Вороніна І.Ф. Дослідження стійкості руху триланкових автопоїздів // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Даля. – 2005. – № 6 (88). – С. 29–33.
3. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Енглезі О.А., Кузнєцов Р.М. До визначення показників стійкості триланкового причіпного автопоїзда у прямолінійному русі // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2006. – Вип. 12. – С. 64–68.
4. Кузнєцов Р.М. До визначення показників гальмівних властивостей триланкового причіпного автопоїзда // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – Вип. 2. – К.: НТУ, 2005. – С. 43–49.

САХНО Володимир Прохорович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Національного транспортного університету.

Наукові інтереси:

– стійкість автопоїздів.

КУЗНЄЦОВ Руслан Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів Луцького національного технічного університету.

Наукові інтереси:

– стійкість автопоїздів.

ГЛІНЧУК Валерій Михайлович – асистент кафедри автомобілів Державної академії водного господарства і природокористування.

Наукові інтереси:

– стійкість автопоїздів.

Подано 27.06.2008

**Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Глинчук В.М.** Стойкость трехзвенных седельно-прицепных автопоездов в граничных режимах движения

**Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Глинчук В.М.** Стійкість триланкових сідельно-причіпних автопоїздів у граничних режимах руху

**Sahno V., Kuznecov R., Glinchuk V.** Stability Smiths Trimeric Truck Bolster Convoys In Boundary Modes Of Movement

УДК 629.113

**Стойкость трехзвенных седельно-прицепных автопоездов в граничных режимах движения // В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, В.М. Глинчук**

Разработана многомассовая пространственная математическая модель управляемого движения автопоезда, которая позволяет рассчитывать оценочные показатели стойкости в граничных режимах движения трехзвенных седельно-прицепных автопоездов перспективных схем как на стадии проектирования, так и при оценке существующих образцов. Выполнено интегрирование уравнений движения автопоезда в продольно-поперечной плоскости и проанализировано влияние конструктивных и компоновочных параметров автопоезда на показатели стойкости его движения. Определены величины угла крена, бокового ускорения центров масс отдельных звеньев трехзвенного седельно-прицепного автопоезда, нагрузка на подвеску и вертикальная нагрузка осей автопоезда в результате крена кузова отдельных его звеньев, из которых следует, что наибольший крен и нагрузки осей автопоезда присущие последнему прицепу, который и является ограничивающим фактором по величине критической скорости.

УДК 629.113

**Stability Smiths Trimeric Truck Bolster Convoys In Boundary Modes Of Movement // V. Sahno, R. Kuznecov, V. Glinchuk**

The multimass spatial mathematical model of controlled movement of the lorry convoy which allows to expect estimated parameters of stability boundary modes of movement trimeric bolster lorry convoys of perspective circuits both for design stages is developed, and at an estimation of existing samples. Integration of the equations of movement of the lorry convoy in a longitudinal - cross-section plane is executed and influence constructive and ay-out parameters of the lorry convoy on parameters of stability of its movement is analysed. Sizes of a corner of a roll, lateral acceleration of the centers of weights of separate parts trimeric bolster lorry convoys, loading on a suspension bracket and vertical loading of axes of the lorry convoy are determined as a result of a roll of a body of its separate parts from which follows, that the greatest roll and loadings of axes of the lorry convoy inherent in last trailer which is the limiting factor on size of critical speed.