

Сахно<sup>1</sup> В.П., Кузнєцов<sup>2</sup> Р.М., Стельмашук<sup>2</sup> В.В., Козачук<sup>2</sup> Л.С.

<sup>1</sup> Національний транспортний університет

<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ НА ТЯГОВО-ЗЧІПНИЙ ПРИСТРІЙ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Встановлено, що навантаження на тягово-зчіпний пристрій тягового автомобіля суттєво впливає на крен кузова і перерозподіл реакцій опорної поверхні по колесах його бортів. Показано, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс і навантаження на тягово-зчіпний пристрій критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

**Ключові слова:** автопоїзд, навантаження, тягово-зчіпний пристрій, крен кузова, стійкість, швидкість.

**Постановка проблеми.** Автопоїзди категорії М1 у складі тягового легкового автомобіля і причепа категорії О1 (як правило одновісного без гальм) знайшли широке застосування на перевезеннях різноманітних вантажів. Ці автопоїзди у переважній своїй більшості експлуатуються не професіональними водіями, а аматорами, які не в повній мірі виконують правила їх експлуатації. Це в значній мірі стосується навантаження на тягово-зчіпний пристрій, навантаження на який регламентується нормативними документами і складає в межах 500 Н. Збільшення навантаження на тягово-зчіпний пристрій призводить до перерозподілу реакцій на осях тягового автомобіля як у поздовжній, так і поперечній площині.

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автопоїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції), є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики виконуваної транспортної роботи та ін. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для усіх автопоїздів це вантажопідйомність, динаміка розганяння, маневреність, керованість, стійкість, яку, як правило, оцінюють критичною швидкістю руху (КСР) і визначають за математичною моделлю плоскопаралельного руху автопоїзда [1-6]. Проте така розрахункова схема значно звужує можливості аналізу впливу масових і компоновальних параметрів автопоїзда на його стійкість у перехідних режимах руху.

Для реальної конструкції автопоїзда зв'язок між підресореними і непідресореними масами здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними, і демпфуючими властивостями. За відносно невеликих швидкостей руху автопоїзда в умовах маневрування можна вважати, що переміщення підресорених і непідресорених мас здійснюються синхронно, при цьому має місце якби статичне стискання елементів підвіски і шин при незначному опорі амортизаторів [105]. За таких обставин можна припустити, що підресорені маси здійснюють коливання на пружних елементах з приведеною жорсткістю.

У випадку, що розглядається, сили взаємодії у тягово-зчіпному пристрої не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда. Тому досить складну систему, що представляє собою автопоїзд, можна розглядати як дві системи – тяговий автомобіль і причіп, що креняться незалежно. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам 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 [7].

У зв'язку з цим **метою роботи** є визначення кутів крену тягового автомобіля і довантажень (розвантажень) коліс одного за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій у перехідних режимах руху.

**Результати досліджень.** У роботі [8] наведена методика складання рівнянь руху автопоїзда категорії N3 у поздовжній і поперечній площинах. З використанням наведеної методики рівняння руху тягового автомобіля, рис. 1, записані у вигляді

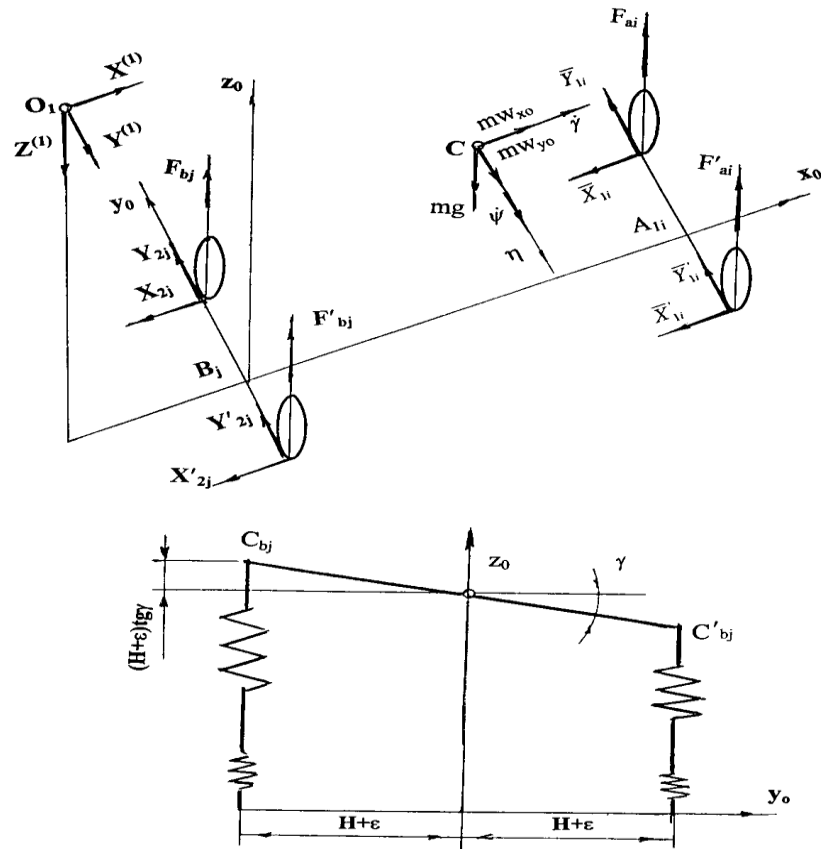


Рис. 1. Схема сил, що діють на автомобіль-тягач

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} = & -\tilde{z}^{(1)} + \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [2z_{ai}^o - (z_{ai} + z'_{ai})] + \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} [2z_{bj}^o - (z_{bj} + z'_{bj})] ; \\
 I\ddot{\psi} = & c\tilde{z}_1 + \sum_{i=1}^{n1} a_i q_{1i} [2z_{ai}^o - (z_{ai} + z'_{ai})] - \sum_{j=1}^{n2} b_j q_{2j} [2z_{bj}^o - (z_{bj} + z'_{bj})] - \\
 & - [\sum_{i=1}^{n1} (\bar{X}_{li} + \bar{X}'_{li}) + \sum_{j=1}^{n2} (X_{2j} + X'_{2j})] z - X^{(1)} (z_{o1} - z) - \\
 & - \varepsilon \sum_{i=1}^{n1} \{ F_{ai}^o (\sin\theta_i - \sin\theta'_i) + q_{1i} [z_{ai}^o (\sin\theta_i - \sin\theta'_i) - (z_{ai} \sin\theta_i - z'_{ai} \sin\theta'_i)] \};
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 I_{x_{o1}}\ddot{\gamma} = & -Y^{(1)} (z_{o1} - z) + (H + \varepsilon) \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z'_{bj} - z_{bj}) + H \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} (z'_{ai} - z_{ai}) + \\
 & + \varepsilon \sum_{i=1}^{n1} \{ F_{ai}^o (\cos\theta_i - \cos\theta'_i) + q_{1i} [z_{ai}^o (\cos\theta_i - \cos\theta'_i) - (z_{ai} \cos\theta_i - z'_{ai} \cos\theta'_i)] \} + \\
 & + [\sum_{i=1}^{n1} (\bar{Y}_{li} + \bar{Y}'_{li}) + \sum_{j=1}^{n2} (Y_{2j} + Y'_{2j})] z.
 \end{aligned}$$

Для причепа, рис. 2, ці рівняння записані у вигляді

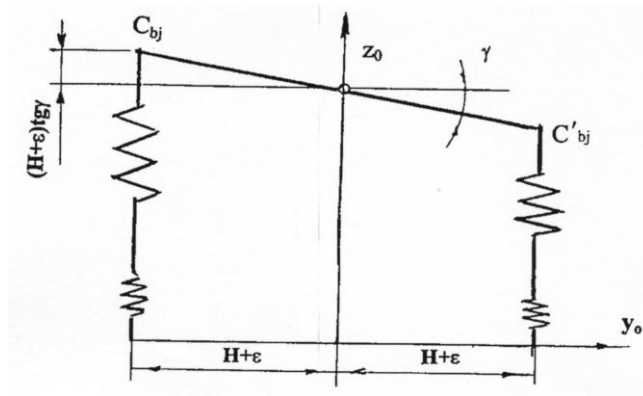
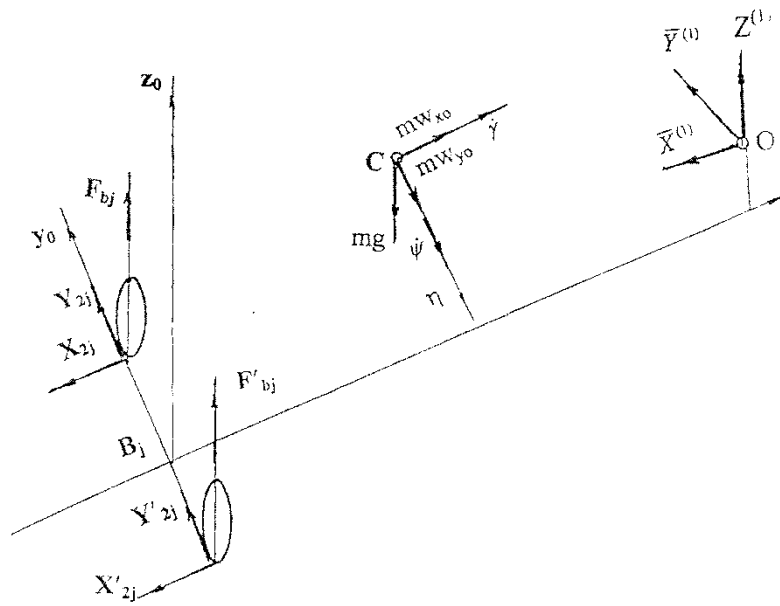


Рис. 2. Схема сил, що діють на причіп

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{z}_{C2} &= -Z^{(1)} - m_2 g + F_{j2} + F'_{j2}; \\
 I_2 \ddot{\psi}_2 &= Z^{(1)} d - (\bar{X}_{2j} + X'_{2j}) z_C + (F_{2j} + F'_{2j}) a_s; \\
 I_{x2} \ddot{\gamma}_2 &= -Y^{(1)} (z_{o2} - z_{C2}) + (F_{j2} - F'_{j2}) (H + \varepsilon) + [\bar{Y}_{j2} + \bar{Y}'_{j2}] z_{C2},
 \end{aligned} \tag{2}$$

де

$$\bar{X}_s = X_s \cos \varphi - Y_s \sin \varphi;$$

$$\bar{Y}_s = Y_s \sin \varphi + X_s \cos \varphi.$$

У рівняннях (1,2) прийняті такі позначення:

$m, m_2$  – відповідно маса тягового автомобіля і причепа;

$I, I_2, I_x, I_{x2}$  – відповідно моменти інерції тягового автомобіля і причепа відносно поперечної і вертикальної осі, що проходять через центр мас автомобіля і причепа;

$X, Y, Z$  – поздовжні, бічні і вертиуальні реакції на колеса осей автопоїзда;

$z, \gamma, \psi$  - узагальнюючі координати;

$q$  – приведена жорсткість підвіски коліс тягового автомобіля і причепа;

$\theta$  - кут повороту керованих коліс автомобіля;

$\varphi$  - кут складання автопоїзда.

$X^{(1)}, Y^{(1)}, Z^{(1)}$  – поздовжня, бічна і вертикальна реакція в тягово-зчіпному пристрої.

Після визначення реакцій в тягово-зчіпному пристрої рівняння руху автопоїзда записані у вигляді:

- по змінній  $z$

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_2) \ddot{z} + (m_1 + m_2) \dot{\psi} (c \times \cos \psi + h \sin \psi) + m_2 \ddot{\psi}_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2) = \\ & = (m_1 + m_2) \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) + m_2 (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [z_{ai}^o - z - \\ & - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] + 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z_{bj}^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) + \\ & + 2 \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} [h_{c1} - z_{c1} - b_{1\rho} (\operatorname{tg} \psi_{1o} - \operatorname{tg} \psi_1)] + 2 \sum_{s=1}^{n4} q_{b2s} [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \\ & - \frac{\varepsilon_2}{2} \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2] J. \end{aligned}$$

- по змінній  $\psi$

$$\begin{aligned} & -(m_1 + m_2) c \ddot{z} + [I + (m_1 + m_2) c (c \times \cos \psi + h \sin \psi)] \ddot{\psi} + m_2 c \ddot{\psi}_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2) = \\ & = -c (m_1 + m_2) \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) - m_2 c (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} a_i q_{1i} [z_{ai}^o - z - \\ & - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2} \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] - 2 \sum_{j=1}^{n2} b_j q_{2j} (z_{bj}^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) - 2c \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} (h_{c1} - z_{c1}) - \\ & - 2c \sum_{s=1}^{n4} q_{b2s} [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \frac{\varepsilon_2}{2} \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2] - X^{(1)} (h \cos \psi - c \sin \psi) \\ & - z [ \sum_{i=1}^{n1} (X_{1i} + X'_{1i}) + (X_2 + X'_2) ]; \end{aligned}$$

- по змінній  $\gamma$ :

$$\begin{aligned} I_{xo} \ddot{\gamma} = & -Y^{(1)} (h \cos \psi - c \sin \psi) - 2H \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [H + \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta_i + \cos \theta'_i) \cos \psi \operatorname{tg} \gamma - \\ & - 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (H + \varepsilon)^2 \cos \psi \operatorname{tg} \gamma + z [(Y_{1i} + Y'_{1i}) + (Y_{2j} + Y'_{2j})] \\ & + \varepsilon \sum F_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta') + q_{1i} [z_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta')] + Z'_{ai} \cos \theta' - Z_{ai} \cos \theta; \end{aligned}$$

- по змінній  $\psi_2$

$$\begin{aligned} & -m_2 d_2 \ddot{z} + m_2 d_2 (c \times \cos \psi + h \sin \psi) \dot{\psi} + [I_2 + m_2 d_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2)] \ddot{\psi}_2 = \\ & = -m_2 d_2 \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) - m_2 d_2 (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 - \\ & - (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) X^{(2)} - 2(b_{2s} + d_2) q_{b2s} \times [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \\ & - \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta_{2s} - \cos \theta'_{2s}) \times \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2]; \end{aligned} \tag{3}$$

- по змінній  $\gamma_2$ :

$$I_{x2} \ddot{\gamma}_2 = z_{c2} (Y_s + Y'_s) + (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) Y^{(2)} - 2H_2 \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2 \times q_{b2s}.$$

Рівняння (3), що описують рух ланок автопоїзда у вертикальній площині (поздовжній і поперечній), поряд з рівняннями, що описують рух його ланок у горизонтальній площині,

використовують для знаходження показників стійкості автопоїзда у граничних режимах руху (при маневруванні на високих швидкостях і при гальмуванні).

Динамічні складові вертикальних реакцій в опорах, що обумовлені кутами крену  $\gamma$  і  $\gamma_0$ ,  $\gamma_2$  і  $\gamma_0^{(2)}$  (довантаження і розвантаження), визначимо як:

- для лівого борту

$$\Delta G_1 = q(\gamma - \gamma_0)H/2; \quad \Delta G_{11} = q_{11}(\gamma - \gamma_0)H_1/2; \quad \Delta G_2 = q_2(\gamma_2 - \gamma_0^{(2)})H_2/2;$$

- для правого борту

$$\Delta G^I_1 = q^I_A(\gamma - \gamma_0)H/2; \quad \Delta G^I_{11} = q^I_{11}(\gamma - \gamma_0)H_1/2; \quad \Delta G^I_2 = q^I_{2j}(\gamma_2 - \gamma_0^{(2)})H_2/2.$$

Отже, динамічні навантаження, з урахуванням бортового перерозподілу, приймуть вид

$$\begin{aligned} G_1 &= G_1^o - \Delta G_1; & G_{11} &= G_{11}^o - \Delta G_{11}; & G_{2j} &= G_{2j}^o - \Delta G_2; \\ G^I_1 &= G^I_1{}^o - \Delta G^I_1; & G^I_{11} &= G^I_{11}{}^o - \Delta G^I_{11}; & G^I_2 &= G^I_2{}^o - \Delta G^I_2 \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння (4) покладені в основу розрахунку крену кузова, величин довантажень і розвантажень коліс тягового автомобіля і причепа і наступного аналізу для вибору розрахункової моделі автопоїзда. Розрахунки виконані для автопоїзда у складі тягового автомобіля ВАЗ – 2107 і причепа ГКБ 8160 за допомогою програмного забезпечення Maple 12.

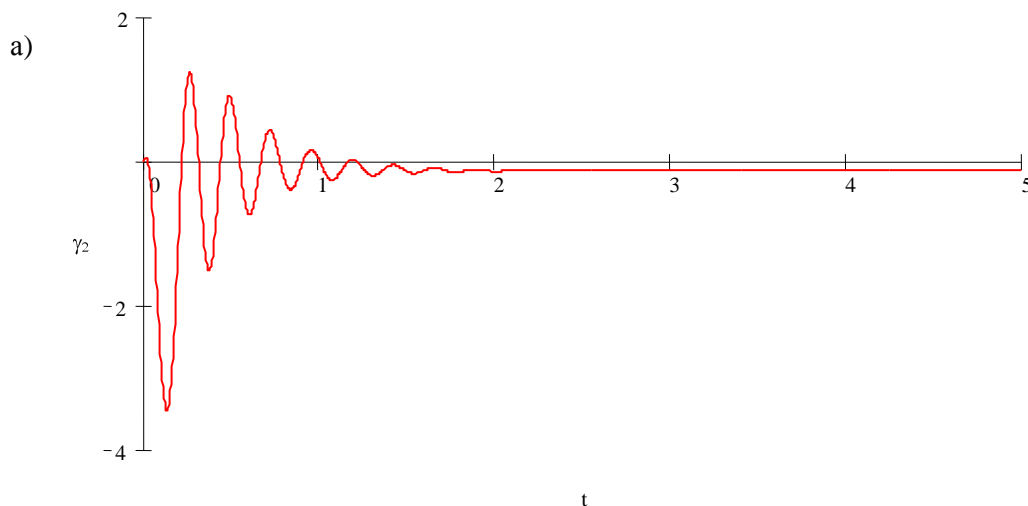
На рис. 3 і 4 наведені результати розрахунку крену кузова тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчипний пристрій, швидкості руху 5 м/с, радіуса повороту 10 м, довжини «переставки» 12 м.

Співставлення результатів розрахунку показує на суттєвий вплив навантаження на тягово-зчипний пристрій на кут крену тягового автомобіля. Так. При виконанні маневрів «ривок рульового колеса», «переставки» і «рух по колу» кут крену за інших сталих умов при збільшенні навантаження на тягово-зчипний пристрій від 500 до 2500 Н збільшується відповідно на 30,3%, 47,9% і 48,9%.

Зважаючи на те, що найбільший крен кузова має місце за колового руху автопоїзда, розглянемо зміну навантаження на колеса зовнішнього борту автомобіля за радіуса повороту 10 м і швидкості руху автопоїзда 5 м/с і навантаження на тягово-зчипний пристрій 2500 Н, рис. 5 і 6. Як слідує з наведених рисунків, для указаних умов максимальне довантаження коліс зовнішнього борту склало:

- для коліс передньої осі автомобіля – 2500 Н;
- для коліс задньої осі автомобіля – 3050 Н;
- для коліс осі причепа – 1230 Н.

Таке довантаження коліс одного борту призводить до суттєвого погіршення стійкості руху при виконанні автопоїздом різних маневрів.



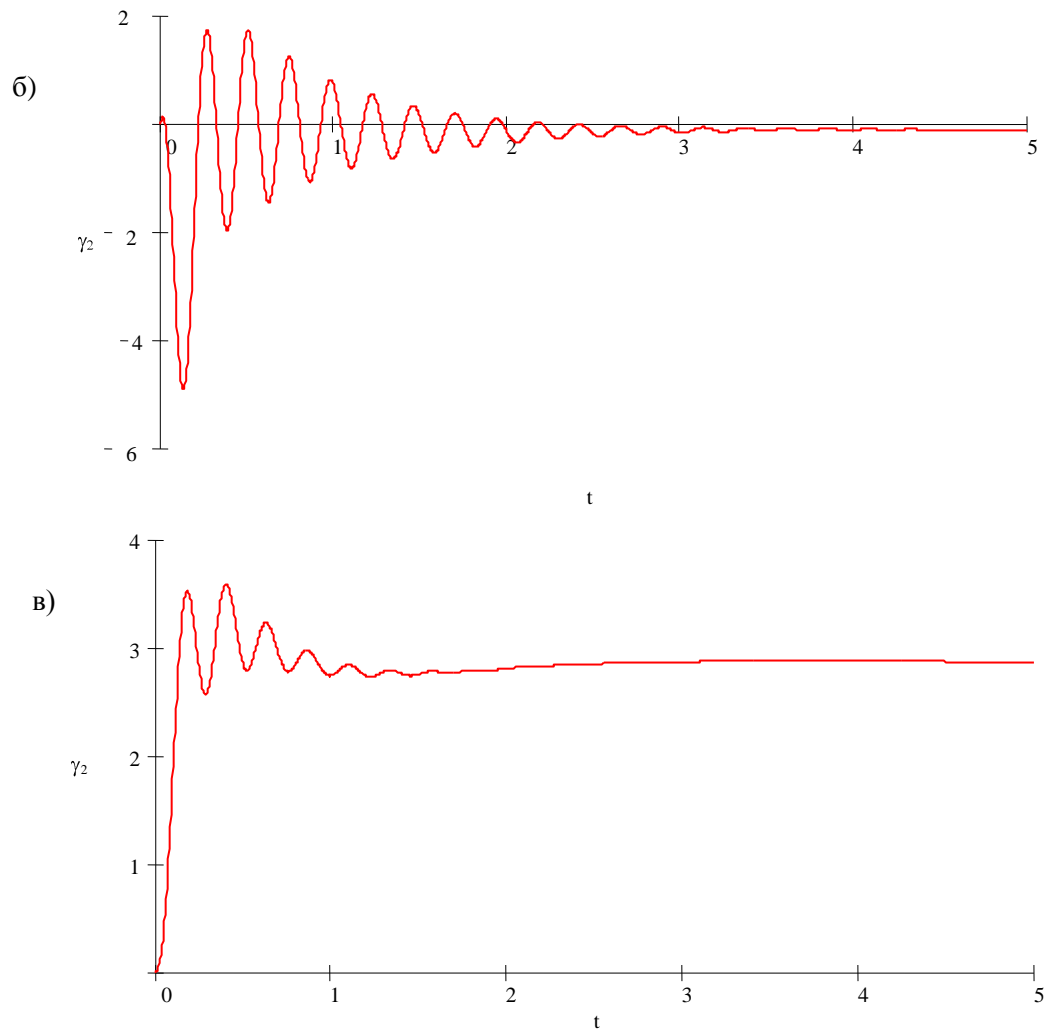
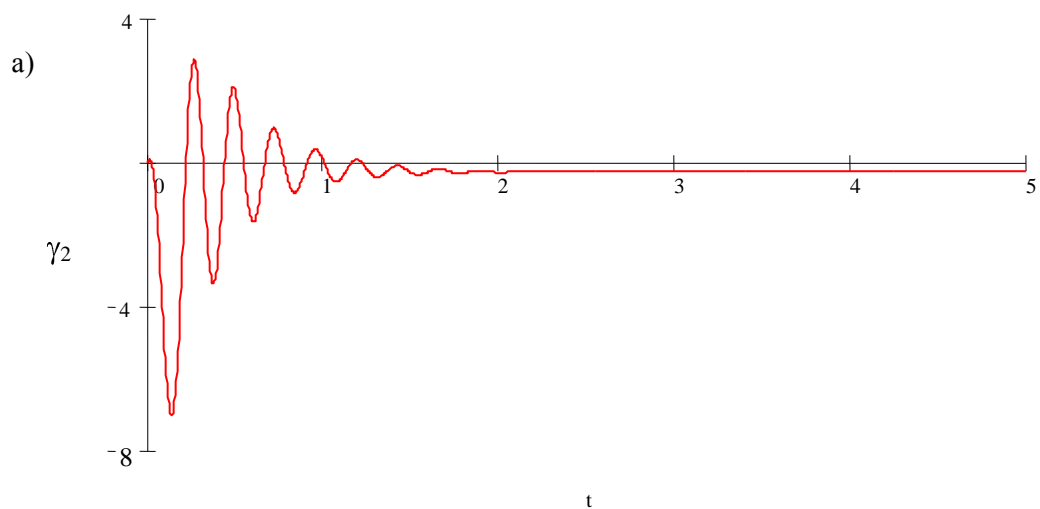


Рис. 3. Зміна кута крену кузова автомобіля над задньою віссю за навантаження на тягово-зчпний пристрій 500 Н:

а) – ривок рульового колеса; б) – «переставка»; в) – рух по колу



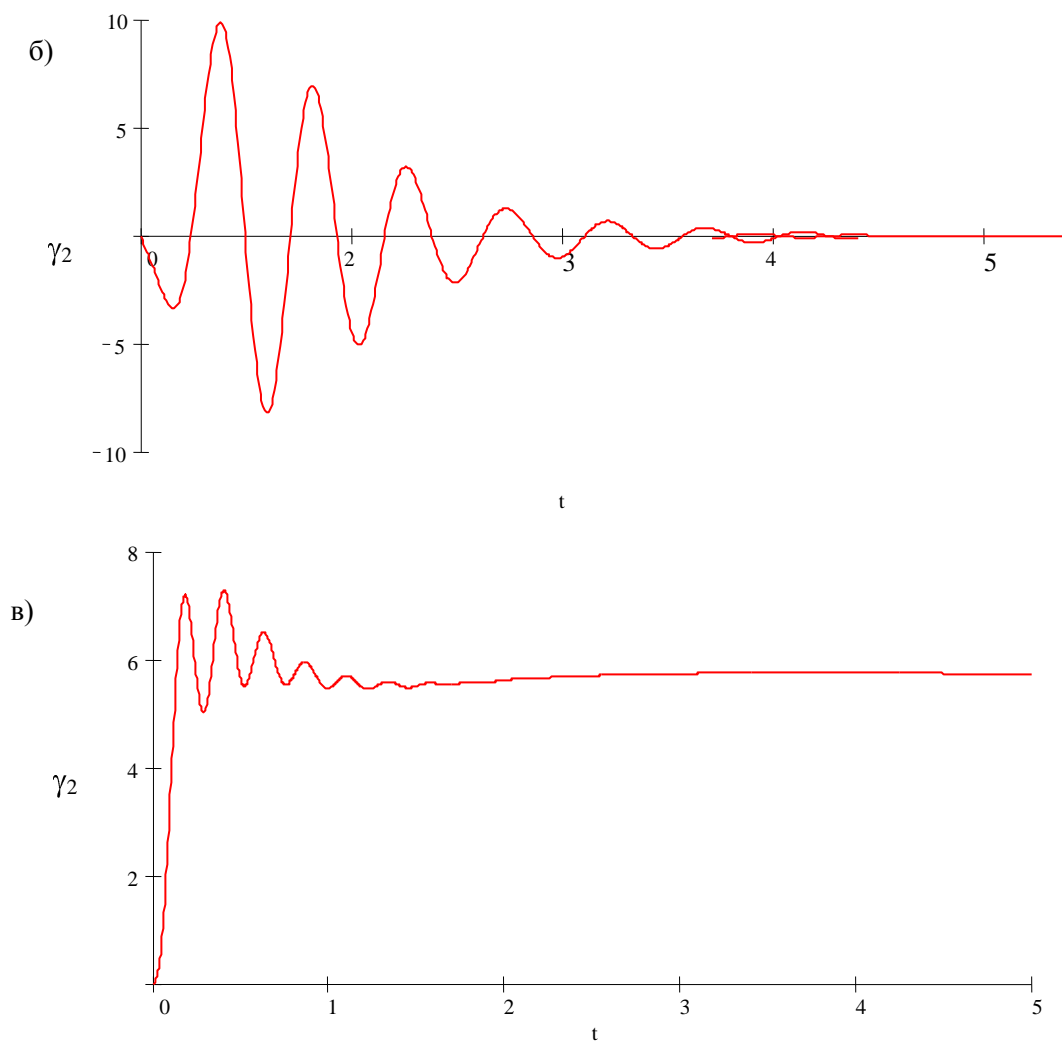


Рис. 4. Зміна кута крену кузова автомобіля за навантаження на тягово-зчіпний пристрій 2500 Н при виконанні маневру:

а) – ривок рульового колеса; б – «переставка»; в – рух по колу

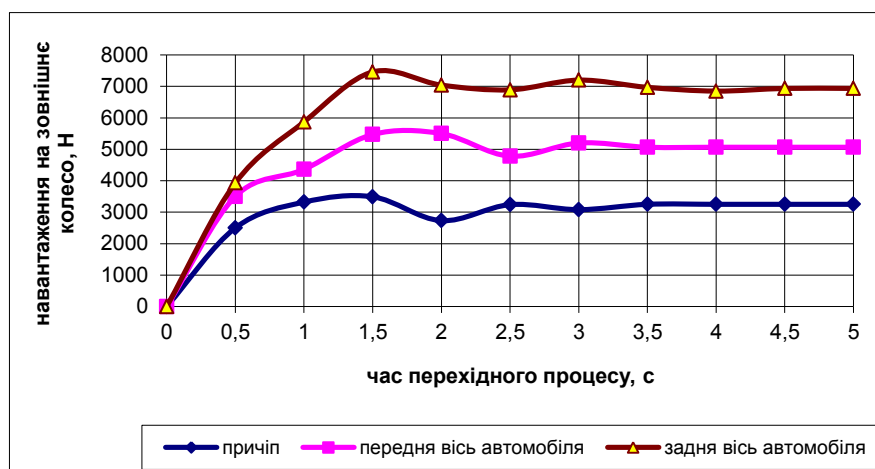


Рис. 5. Зміна навантаження на колеса зовнішнього борту автопоїзда

На рис. 7 наведені результати розрахунку швидкості руху автопоїзда за різного значення кута повороту керованих коліс тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій (ТЗП). Аналіз даних, рис.7, показує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична

швидкість автопоїзда зі збільшенням навантаження на ТЗП суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

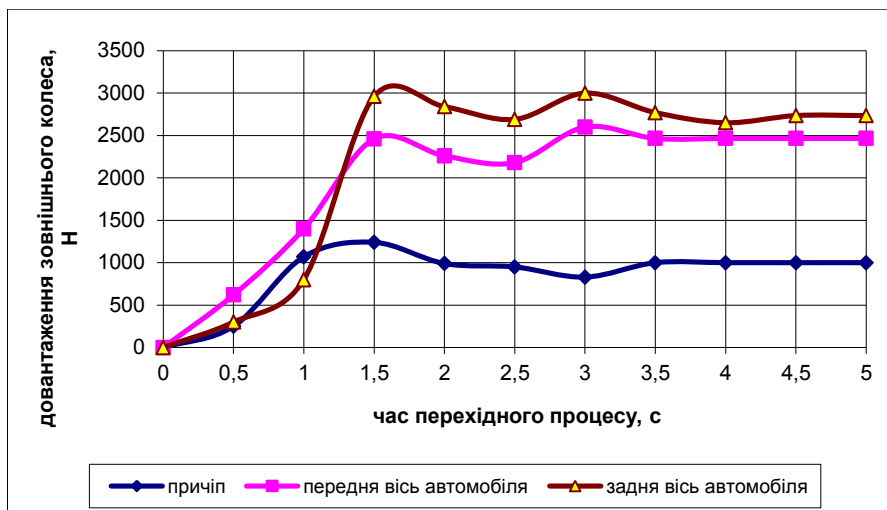


Рис. 6. Зміна довантаження на колеса зовнішнього борту автопоїзда

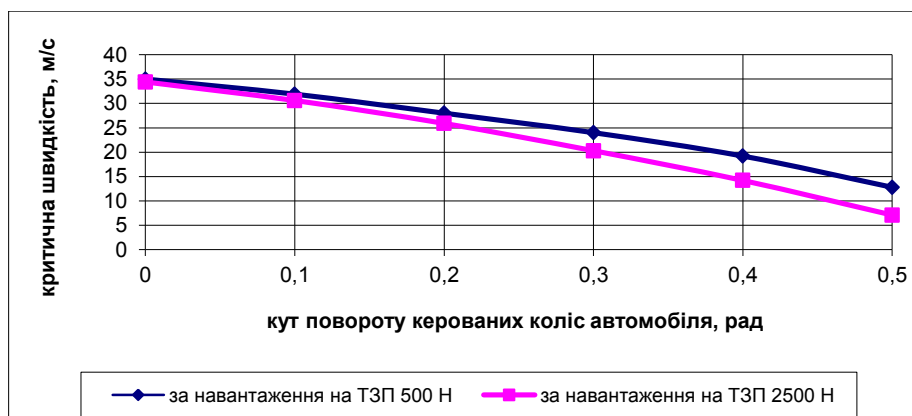


Рис. 7. Залежність критичної швидкості автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача

**Висновки.** Встановлено, що навантаження на тягово-зчіпний пристрій тягового автомобіля суттєво впливає на крен кузова і перерозподіл реакцій опорної поверхні по колесам його бортів.

Показано, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. М.: Машиностроение, 1978. - 216с.
2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили /П.В. Аксенов. М.: Машиностроение, 1989. -279с.
3. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А.Антонов. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.
4. Власко Ю.М., Исследование управляемости автопоезда /Ю.М. Власко, А.А. Хачатуров. - М.: Транспорт, 1970. - 57 с.
5. Рокар И. Неустойчивость в механике /И. Рокар. - М.: изд-во иностр. лит., 1959. - 317 с.
6. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. /Д.Р.Эллис.- М.: Машиностроение, 1975. - 216 с.
7. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 / Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - № – 2014. -С. 45-48.
8. Сахно В.П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Окремий випуск. – 2000. №1. С.80-83.



## REFERENCES

1. Antonov, D. (1978). *The theory of motion stability of multi-axial vehicles*. [Teoriya ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
2. Aksenov, P. (1989). *Multi-axial vehicles*. [Mnogoosnye avtomobili]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 279 p.
3. Antonov, D. (1984). *Calculation of motion stability of multi-axial vehicles*. [Raschet ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 164 p.
4. Vlasko, Yu. & Khachaturov, A. (1970). *Research of drivability of lorry convoy*. [Issledovanie upravlyaemosti avtopoezda]. Moscow, Transport Publ. 57 p.
5. Rokar, I. (1959). *Instability in mechanics*. [Neustoichivost' v mekhanike]. Moscow, Foreign Literature Publ. 57 p.
6. Ellis, D. (1975). *Drivability of the vehicle*. [Upravlyaemost' avtomobilya]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
7. Kozachuk, L. (2014). Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category [Do vyznachennia stiikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Journal of Zhytomyr State Technological University*. pp. 87-94.
8. Sakhno, V. & Sondak, V. (2000). Application of calculation methods for determination of lateral stability of vehicles. [Zastosuvannia rozrakhunkovykh metodiv do vyznachennia pokaznykiv poperechnoi stiikosti avtotransportnykh zasobiv]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy. Problems of development of road transport. A special release*. Vol. 1. Kyiv, pp. 80-83.

**Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.** Влияние нагрузки на тягово-сцепное устройство на устойчивость движения автопоезда категории М1 в переходных режимах движения.

Установлено, что нагрузка на тягово-сцепное устройство тягового автомобиля существенно влияет на крен кузова и перераспределение реакций опорной поверхности по колесам его бортов. Показано, что с увеличением угла поворота управляемых колес и нагрузки на тягово-сцепное критическая скорость автопоезда существенно уменьшается в результате перераспределения реакций опорной поверхности и изменения коэффициентов сопротивления отведения колес разных бортов автопоезда.

**Ключевые слова:** автопоезд, нагрузка, тягово-сцепное устройство, крен кузова, устойчивость, скорость.

**V. Sakhno, R. Kuznietsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk.** The impact of the load on hauling-coupling device on the stability of motion of the vehicle trailer combination of M1 category in transitive modes of motion.

It is set that loading on the hauling-coupling device of hauling car substantially influences on the heel of basket and redistribution of reactions of underlayment on the wheels of his sides. It is rotined that with the increase of corner of turn of the guided wheels and loading on hauling-coupling stalling speed of lorry convoy substantially diminishes as and result of redistribution of reactions of underlayment and change of coefficients of resistance of taking of wheels of different sides of lorry convoy.

**Keywords:** vehicle trailer combination, load, hauling-coupling device, heel of basket, stability, speed.

### АВТОРИ:

**САХНО Володимир Прохорович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

**СТЕЛЬМАШУК Валерій Віталійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

**КОЗАЧУК Любомир Святославович**, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

### АВТОРЫ:

**САХНО Владимир Прохорович**, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович**, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

**СТЕЛЬМАШУК Валерий Витальевич**, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

**КОЗАЧУК Любомир Святославович**, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

**AUTHORS:**

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

*Ruslan KUZNIETSOV*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

*Valeriy STELMASHCHUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

*Liubomir KOZACHUK*, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО О.П.*, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО А.П.*, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, заведующий кафедрой автоник и управления на транспорте, Луганск, Украина.

**REVIEWER:**

*Alexander KRAVCHENKO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 13.05.2015р.