

ДО АНАЛІЗУ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА БЕЗ БЛОКУВАННЯ КОЛІС

Прогній П. Б., аспірант, Національний транспортний університет, Київ, Україна

TO THE ANALYSIS OF BRAKING OF ARTICULATED MOTOR VEHICLE TRAIN WITHOUT WHEELS LOCKING

Progniy P. B., postgraduate, National Transport University, Kyiv, Ukraine

К АНАЛИЗУ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА БЕЗ БЛОКИРОВКИ КОЛЕС

Прогний П. Б., аспирант, Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Вступ. Розвиток транспортного комплексу України веде за собою зростання об'ємів вантажоперевезень, значна частка яких припадає на сидельні дволанкові автопоїзди, котрі на сьогодні є одними із найбільш вживаних у всьому світі. Для використання даних транспортних засобів із максимальною ефективністю тобто із максимальним завантаженням та при русі на максимальних швидкостях необхідно забезпечити дотримання ними основних експлуатаційних властивостей, що визначають безпеку руху. Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод, що супроводжуються травмуванням та значними матеріальними втратами.

Дослідженню динаміки гальмування автомобільних поїздів на сьогодні присвячено багато робіт. Зокрема науковцями встановлено, що максимальна ефективність гальмування досягається при одночасному доведенні всіх коліс транспортного засобу до межі блокування [1-6]. При цьому забезпечується повне використання зчіпної ваги на кожній осі. Також дослідники вказують на зниження ефективності гальмування при блокуванні коліс транспортного засобу, адже в такому випадку зменшуються величини нормальних реакцій опорної поверхні на колеса та знижується максимально можлива по зчепленню величина гальмівної сили. Блокування усіх коліс транспортного засобу при гальмуванні може спричинити його занос та втрату стійкості. З огляду на це, дослідники наголошують на необхідності регулювання загальної гальмівної сили по осях транспортного засобу, що дозволить підвищити ефективність гальмування та покращить стійкість [1-6].

Метою даної статті є поліпшення динаміки гальмування сидельного автопоїзда.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- скласти рівняння рівноваги автомобіля-тягача та напівпричепи у гальмівному режимі;
- визначити нормальні реакції на осях автопоїзда;
- встановити умови одночасного доведення до межі блокування усіх коліс автомобільного поїзда.

Основна частина. Максимально можлива гальмівна сила по зчепленню для конкретної осі, яку може реалізувати автомобільний поїзд визначається із відношення [5]:

$$R_{xi} = \varphi \cdot R_{zi}, \quad (1)$$

де R_{xi} – максимально можлива гальмівна сила i -ої осі автопоїзда; R_{zi} – нормальна реакція i -ої осі автопоїзда при гальмуванні; φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою.

У дослідженні [6] автори зазначають, що при гальмуванні транспортного засобу без блокування коліс, гальмівні сили повинні прикладатися до осей коліс. Врахуємо це у даній роботі. На рисунку 1 зображена схема сил, які діють на сидельний автопоїзд при гальмуванні з незаблокованими колесами. Для визначення нормальних реакцій опорної поверхні а також сил взаємодії ланок автопоїзда в опорно-зчіпному пристрої складемо рівняння рівноваги усіх моментів, що діють окремо на автомобіль-тягач та напівпричп. Для цього умовно роз'єднаємо ланки автопоїзда (рис. 2).

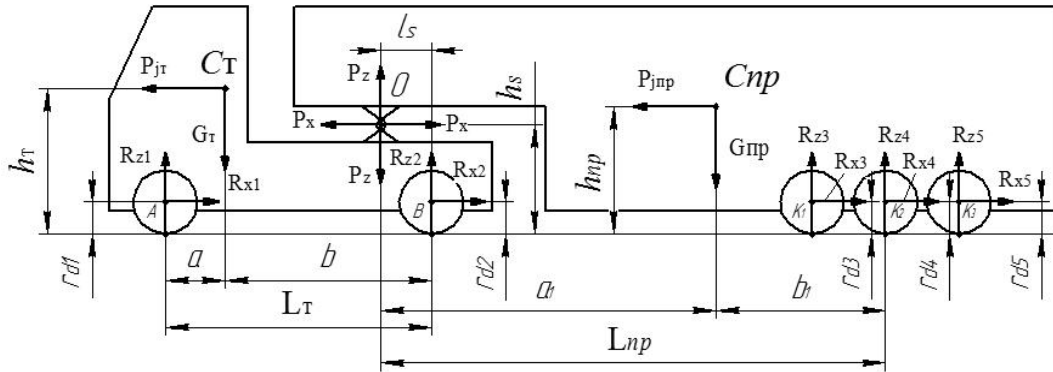


Рисунок 1– Схема сил, що діють на сидельний автопоїзд при гальмуванні

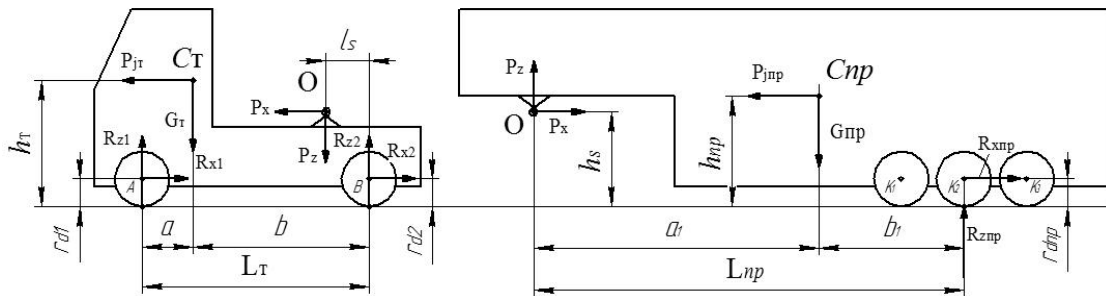


Рисунок 2 – Схема сил, які діють на ланки сидельного автопоїзда при гальмуванні з незаблокованими колесами

Рівняння рівноваги моментів, що діють на автомобіль-тягач у повздовжній площині складемо відносно точок А і В:

$$\sum M_A = P_{jt}(h_t - r_{d1}) - G_t a + R_{z2} L_t - R_{x2}(r_{d2} - r_{d1}) - P_z(L_t - l_s) + P_x(h_s - r_{d1}) = 0, \quad (2)$$

$$\sum M_B = P_{jt}(h_t - r_{d2}) + G_t b - R_{z1} L_t + R_{x1}(r_{d2} - r_{d1}) + P_x(h_s - r_{d2}) + P_z l_s = 0, \quad (3)$$

де G_t – вага сидельного тягача в спорядженому стані; L_t – база автомобіля-тягача; a , b , h_t – координати центра мас тягача; h_s – висота розміщення площини опорно-зчпного пристрою; l_s – відстань між шворнем зчпного пристрою та задньою віссю тягача; r_{d1} , r_{d2} – динамічні радіуси передніх та задніх коліс автомобіля-тягача відповідно; P_x , P_z – горизонтальна і вертикальна реакції в опорно-зчпному пристрої; R_{z1} , R_{z2} – нормальні реакції на осях тягача при гальмуванні. P_{jt} – сила інерції автомобіля тягача.

Оскільки $P_{jt} = -\frac{G_t}{g} \dot{V}_{ап} = G_t z$; а $z = j/g$; і $z = R_{хан} / G_{ап}$ [5, 6], то

$$P_{jt} = -\frac{G_t}{G_t + G_{np}} R_{хан} = -\frac{1}{1 + G_{np}/G_t} R_{хан}, \quad (4)$$

z – відносне сповільнення автопоїзда; j – загальне сповільнення автопоїзда при гальмуванні; g – прискорення вільного падіння; $\dot{V}_{ап}$ – лінійне прискорення автопоїзда; $R_{хан}$ – загальна гальмівна сила автопоїзда.

$$R_{хан} = R_{x1} + R_{x2} + R_{xnp}, \quad (5)$$

$$R_{xnp} = R_{x3} + R_{x4} + R_{x5}, \quad (6)$$

R_{x1}, R_{x2} – сумарні гальмівні сили на передній та задній осях автомобіля-тягача; R_{xnp} – загальна гальмівна сила напівпричепа; R_{z3}, R_{z4}, R_{z5} – сумарні гальмівні сили на осях напівпричепа.

Складемо рівняння рівноваги моментів сил, що діють на напівпричіп в повздовжній площині:

$$\sum M_O = P_{jnp}(h_{np} - h_s) - G_{np}a_1 + R_{znn}L_{np} + R_{xnn}(h_s - r_{dnn}) = 0, \quad (7)$$

$$\sum M_{K_2} = P_{jnp}(h_{np} - r_{dnn}) + G_{np}b_1 - P_z L_{np} - P_x(h_s - r_{dnn}) = 0, \quad (8)$$

де P_{jnp} – сила інерції напівпричепа.

$$P_{jnp} = -\frac{G_{np}}{g} \dot{V}_{ан} = -\frac{G_{np}}{G_r + G_{np}} R_{xан} = -\frac{1}{1 + G_r/G_{np}} R_{xан}, \quad (9)$$

G_{np} – вага напівпричепа; L_{np} – відстань між шворнем зчіпного пристрою та центром візка напівпричепа; a_1, b_1, h_{np} – координати центра мас напівпричепа; r_{dnp} – динамічний радіус коліс напівпричепа; R_{z3}, R_{z4}, R_{z5} – нормальні реакції на осях напівпричепа при гальмуванні; R_{znp} – сумарна нормальна реакція на колесах напівпричепа

$$R_{znn} = R_{z3} + R_{z4} + R_{z5}. \quad (10)$$

Обчисливши рівняння (2), (3), (7), (8) із врахуванням рівнянь (4), (5), (9), отримаємо:

$$R_{xан} \frac{h_r - r_{d1}}{1 + G_{np}/G_r} - G_r a + R_{z2} L_r - R_{x2}(r_{d2} - r_{d1}) - P_z(L_r - l_s) + P_x(h_s - r_{d1}) = 0, \quad (11)$$

$$R_{xан} \frac{h_r - r_{d2}}{1 + G_{np}/G_r} + G_r b - R_{z1} L_r + R_{x1}(r_{d2} - r_{d1}) + P_x(h_s - r_{d2}) + P_z l_s = 0, \quad (12)$$

$$R_{xан} \frac{h_{np} - h_s}{1 + G_r/G_{np}} - G_{np} a_1 + R_{znn} L_{np} + R_{xnn}(h_s - r_{dnn}) = 0, \quad (13)$$

$$R_{xан} \frac{h_{np} - r_{dnn}}{1 + G_r/G_{np}} + G_{np} b_1 - P_z L_{np} - P_x(h_s - r_{dnn}) = 0. \quad (14)$$

Для більшості гальмівних систем розподіл сумарної гальмівної сили по осях автопоїзда до початку блокування коліс завжди постійний. Проте, дослідження [1-4] підтверджують, що гальмування автопоїзда з розподілом гальмівних сил по осях транспортного засобу зі сталими коефіцієнтами не буде максимально ефективним через постійну зміну умов, в яких відбувається процес гальмування. Зокрема Д. А. Антонов [1] встановив, що розподіл гальмівних сил по осях транспортного засобу необхідно здійснювати відштовхуючись від діючих нормальних навантажень. При цьому величина гальмівної сили має бути пропорційною навантаженню.

Визначимо коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили по осях автопоїзда:

$$\beta_1 = \frac{R_{x1}}{R_{xан}}, \quad \beta_2 = \frac{R_{x2}}{R_{xан}}, \quad \beta_{np} = \frac{R_{xnn}}{R_{xан}}, \quad (15)$$

Враховуючи рівняння (5), встановимо співвідношення між коефіцієнтами розподілу загальної гальмівної сили

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_{np} = 1, \quad (16)$$

$$\beta_1 + \beta_2 = \beta_r, \quad (17)$$

де β_1, β_2 – коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили автопоїзда на передню та задню осі автомобіля-тягача; β_{np} – коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили автопоїзда на осі

напівпричепа. β_T – коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили автопоїзда на колеса автомобіля-тягача.

Із рівнянь (11-14), враховуючи (15) визначимо нормальні реакції на осях автопоїзда та вертикальну реакцію в опорно-зчпному пристрої.

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L_T} + R_{\text{хан}} \left(\frac{(h_T - r_{d2})/L_T}{1 + G_{\text{нп}}/G_T} + \beta_1 \frac{r_{d2} - r_{d1}}{L_T} \right) + P_x \frac{h_s - r_{d2}}{L_T} + P_z \frac{l_s}{L_T}, \quad (18)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L_T} - R_{\text{хан}} \left(\frac{(h_T - r_{d1})/L_T}{1 + G_{\text{нп}}/G_T} - \beta_2 \frac{r_{d2} - r_{d1}}{L_T} \right) - P_z \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) + P_x \frac{h_s - r_{d1}}{L_T}, \quad (19)$$

$$R_{z\text{нп}} = G_{\text{нп}} \frac{a_1}{L_{\text{нп}}} - R_{\text{хан}} \left(\frac{(h_{\text{нп}} - h_s)/L_{\text{нп}}}{1 + G_T/G_{\text{нп}}} + \beta_{\text{нп}} \frac{h_s - r_{d\text{нп}}}{L_{\text{нп}}} \right), \quad (20)$$

$$P_z = G_{\text{нп}} \frac{b_1}{L_{\text{нп}}} + R_{\text{хан}} \frac{(h_{\text{нп}} - r_{d\text{нп}})/L_{\text{нп}}}{1 + G_T/G_{\text{нп}}} - P_x \frac{h_s - r_{d\text{нп}}}{L_{\text{нп}}}. \quad (21)$$

Для визначення реакцій в опорно-зчпному пристрої складемо рівняння рівноваги сил, що діють на напівпричіп вздовж горизонтальної та вертикальної осей

$$-P_x + P_{j\text{нп}} - R_{\text{хнп}} = 0, \quad (22)$$

$$P_z - G_{\text{нп}} + R_{z\text{нп}} = 0. \quad (23)$$

З рівняння (22), враховуючи (9), (15-17), визначимо горизонтальну реакцію P_x в опорно-зчпному пристрої

$$P_x = P_{j\text{нп}} - R_{\text{хнп}} = R_{\text{хан}} \left(\frac{1}{1 + G_T/G_{\text{нп}}} - \beta_{\text{нп}} \right) = R_{\text{хан}} \left(\beta_T - \frac{1}{1 + G_{\text{нп}}/G_T} \right). \quad (24)$$

З рівняння (23) визначимо вертикальну реакцію в опорно-зчпному пристрої

$$P_z = G_{\text{нп}} - R_{z\text{нп}}. \quad (25)$$

Підставимо рівняння (24) та (25) в (18) і (19), враховуючи (20), отримаємо

$$R_{z1} = G_T \frac{b}{L_T} + G_{\text{нп}} \frac{b_1}{L_{\text{нп}}} \cdot \frac{l_s}{L_T} + R_{\text{хан}} \left[\frac{(h_T - h_s)/L_T}{1 + G_{\text{нп}}/G_T} + \beta_1 \frac{h_s - r_{d1}}{L_T} + \beta_2 \frac{h_s - r_{d2}}{L_T} + \frac{l_s}{L_T} \left(\frac{(h_{\text{нп}} - h_s)/L_{\text{нп}}}{1 + G_T/G_{\text{нп}}} + \beta_{\text{нп}} \frac{h_s - r_{d\text{нп}}}{L_{\text{нп}}} \right) \right], \quad (26)$$

$$R_{z2} = G_T \frac{a}{L_T} - G_{\text{нп}} \frac{b_1}{L_{\text{нп}}} \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) - R_{\text{хан}} \left[\frac{(h_T - h_s)/L_T}{1 + G_{\text{нп}}/G_T} + \beta_1 \frac{h_s - r_{d1}}{L_T} + \beta_2 \frac{h_s - r_{d2}}{L_T} - \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) \left(\frac{(h_{\text{нп}} - h_s)/L_{\text{нп}}}{1 + G_T/G_{\text{нп}}} + \beta_{\text{нп}} \frac{h_s - r_{d\text{нп}}}{L_{\text{нп}}} \right) \right]. \quad (27)$$

Підставимо (24) в (21):

$$P_z = G_{np} \frac{b_1}{L_{np}} + R_{xап} \left(\frac{(h_{np} - h_s)/L_{np}}{1 + G_T/G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_s - r_{dnn}}{L_{np}} \right). \quad (28)$$

Оскільки максимальна гальмівна сила реалізується на колесі при доведенні його до межі блокування, то враховуючи рівняння (1) та (15), визначимо умови одночасного доведення коліс автопоїзда до межі блокування. Одночасне доведення до межі блокування коліс автомобіля-тягача відбудеться при виконанні таких умов:

$$R_{x1} = \beta_1 R_{xап} = \varphi R_{z1}, \quad (29)$$

$$R_{x2} = \beta_2 R_{xап} = \varphi R_{z2}. \quad (30)$$

Колеса напівпричепа перебуватимуть на межі блокування за умови:

$$R_{xnp} = \beta_{np} R_{xап} = \varphi R_{znp}. \quad (31)$$

Після підстановки рівняння (26) в (29), а (27) в (30), та після ряду перетворень отримаємо значення загальної гальмівної сили автопоїзда, що відповідатиме встановленим умовам

$$R_{xап} = \varphi G_T \frac{\frac{b}{L_T} - \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \frac{l_s}{L_T}}{\beta_1 \left(1 - \varphi \frac{h_s - r_{d1}}{L_T} \right) - \varphi \left[\frac{(h_T - h_s)/L_T + \beta_2 \frac{h_s - r_{d2}}{L_T}}{1 + G_{np}/G_T} + \frac{l_s}{L_T} \left(\frac{(h_{np} - h_s)/L_{np}}{1 + G_T/G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_s - r_{dnn}}{L_{np}} \right) \right]}, \quad (32)$$

$$R_{xап} = \varphi G_T \frac{\frac{a}{L_T} + \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right)}{\beta_2 \left(1 + \varphi \frac{h_s - r_{d2}}{L_T} \right) + \varphi \left[\frac{(h_T - h_s)/L_T + \beta_1 \frac{h_s - r_{d1}}{L_T}}{1 + G_{np}/G_T} - \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) \left(\frac{(h_{np} - h_s)/L_{np}}{1 + G_T/G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_s - r_{dnn}}{L_{np}} \right) \right]}. \quad (33)$$

Отримані рівняння виражають умову доведення до межі блокування передніх (32) та задніх (33) коліс автомобіля-тягача. Прирівнявши праві частини даних рівнянь, з'ясуємо значення коефіцієнта зчеплення φ_0 коліс з дорогою, при якому відбувається одночасне доведення до межі блокування всіх коліс автомобіля-тягача

$$\varphi_0 = \frac{\beta_1 \left[\frac{a}{L_T} + \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) \right] - \beta_2 \left(\frac{b}{L_T} - \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \frac{l_s}{L_T} \right)}{\left(1 + \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \right) \left(\frac{(h_T - h_s)/L_T + \beta_1 \frac{h_s - r_{d1}}{L_T} + \beta_2 \frac{h_s - r_{d2}}{L_T}}{1 + G_{np}/G_T} \right) - \frac{l_s + b}{L_T} \left(\frac{(h_{np} - h_s)/L_{np}}{1 + G_T/G_{np}} + \beta_{np} \frac{h_s - r_{dnn}}{L_{np}} \right)}. \quad (34)$$

При $\varphi < \varphi_0$ першими до межі блокування будуть доведені передні колеса тягача, а при $\varphi > \varphi_0$ – задні колеса. Аналізуючи рівняння (34), можна зробити висновок, що $\varphi_0 = 0$, якщо чисельник дорівнюватиме нулю, а тому:

$$\beta_1 \left[\frac{a}{L_T} + \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \left(1 - \frac{l_s}{L_T} \right) \right] = \beta_2 \left(\frac{b}{L_T} - \frac{G_{np}}{G_T} \frac{b_1}{L_{np}} \frac{l_s}{L_T} \right). \quad (35)$$

Підставимо рівняння (20) в (31). Після перетворень отримаємо величину загальної гальмівної сили автопоїзда, при якій колеса напівпричепа перебуватимуть на межі блокування

$$R_{xap} = \varphi G_{np} \frac{\frac{a_1}{L_{np}}}{\beta_{np} \left(1 - \varphi \frac{h_s - r_{dnp}}{L_{np}} \right) - \varphi \frac{h_{np} - h_s}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}. \quad (36)$$

Виходячи з величини загальної гальмівної сили сидельного автопоїзда, яка відповідає залежностям (32) або (33), та враховуючи, що $\varphi = \varphi_0$, коефіцієнт розподілу загальної гальмівної сили на колеса напівпричепа, який забезпечить одночасне доведення всіх коліс сидельного автопоїзда до межі блокування, визначимо з рівняння (36). Отримаємо:

$$\beta_{np} = \varphi_0 \frac{\frac{G_{np}}{R_{xap}} \frac{a_1}{L_{np}} + \frac{h_{np} - h_s}{L_{np} (1 + G_T / G_{np})}}{1 - \varphi_0 \frac{h_s - r_{dnp}}{L_{np}}}. \quad (37)$$

Висновки. На основі проведеного дослідження отримано аналітичні рівняння, що описують динаміку гальмування сидельного автопоїзда. Отримані рівняння дозволяють характеризувати залежність сумарних нормальних реакцій на осях та реакцій в опорно-зчипному пристрої від загальної гальмівної сили та коефіцієнта зчеплення при незаблокованих колесах, а також від масово-геометричних параметрів сидельного автопоїзда. Отримані в ході дослідження рівняння дозволили з'ясувати умови одночасного доведення до межі блокування всіх коліс автомобільного поїзда, а також визначити коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили по осях транспортного засобу для забезпечення даних умов. Результати проведеного дослідження дозволять в майбутньому здійснити оцінку впливу розподілу загальної гальмівної сили по осях автопоїзда на його стійкість у гальмівному режимі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ:

1. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
2. Бендас И. М. О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда / И. М. Бендас // Автомобильный транспорт. – К.: Техника, – 1970. – № 7. – С. 62 – 69.
3. Косолапов Г. М. К исследованию эффективности и устойчивости торможения многоосных автомобилей и автопоездов / Г. М. Косолапов, Е. Н. Сидоров, Н. К. Клепик // Вопросы механизации и технологии строительства. – Волгоград, 1975. – С. 24-31.
4. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В. Г. Розанов. – М. : Машиностроение, 1964. – 243 с.
5. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Павленко и др.; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
6. Подригало М. А. Торможение трактора с одноосным прицепом без блокирования колес [Текст] / М. А. Подригало, М. П. Холодов // Научные журналы НТУ "ХПИ" : Механика и машиностроение. – Харьков, 2012. – № 2. – С. 144-152.

REFERENCES

1. Antonov D. A. The theory of stability of motion of multi-axial vehicles. Moskva: Mashinostroenie, 1978. 216 p. (Rus)
2. Bendas I. M. About the distribution of braking forces between the axles of lorry convoy. Avtomobilnyi transport. Kyiv: Tekhnika. 1970. №7. P. 62-69. (Rus)
3. Kosolapov G. M., Sidorov E. N. Klepik N. K. To study of the effectiveness and sustainability of braking of multiaxial cars and lorry convoys. Voprosu mekhanizacii i tekhnologii stroitelstva. Volgograd, 1975. P. 24-31. (Rus)
4. Rozanov V. G. The Braking of the car and lorry convoy. Moskva: Mashinostroenie, 1964. 243 p. (Rus)
5. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Pavlenko V.A. Stability of wheeled vehicles from skidding during braking and ways to it's improving. Kharkiv: publishing house of KhNAHU, 2006. 377 p. (Rus)
6. Podrigalo M.A., Holodov M. P. Braking of a single axle trailer tractor without wheels locking. Scientific journals NTU "KhPI": Mekhanika i mashinostroenie. Kharkiv, 2012. №2. P. 144-152. (Rus)

РЕФЕРАТ

Прогній П. Б. До аналізу процесу гальмування сідельного автопоїзда без блокування коліс / П. Б. Прогній // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Науковий журнал: в 2 ч. Ч. 1: Серія: „Технічні науки” – К. : НТУ, 2014. – Вип. 13.

У статті розглядається процес гальмування сідельного автопоїзда без блокування коліс. Складено рівняння рівноваги автомобіля-тягача та напівпричепа у гальмівному режимі. Отримано аналітичні рівняння для визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда. Також з'ясовано умови одночасного доведення до межі блокування всіх коліс автомобільного поїзда.

Об'єкт дослідження – процес гальмування сідельного автопоїзда.

Мета дослідження – поліпшення динаміки гальмування сідельного автопоїзда.

Метод дослідження – аналітичний.

На основі проведеного дослідження отримано аналітичні рівняння, що описують динаміку гальмування сідельного автопоїзда. Встановлено, що значний вплив на ефективність гальмування та стійкість транспортного засобу в гальмівному режимі має величина нормальних реакцій на його осях, відповідно до яких здійснюється розподіл загальної гальмівної сили. Отримані рівняння дозволяють характеризувати залежність сумарних нормальних реакцій на осях та реакцій в опорно-зчипному пристрої від загальної гальмівної сили та коефіцієнта зчеплення при незаблокованих колесах, а також від масово-геометричних параметрів сідельного автопоїзда. Отримані в ході дослідження рівняння дозволили з'ясувати умови одночасного доведення до межі блокування всіх коліс автомобільного поїзда, а також визначити коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили по осях транспортного засобу для забезпечення даних умов. Результати проведеного дослідження дозволять в майбутньому здійснити оцінку впливу розподілу загальної гальмівної сили по осях автопоїзда на його стійкість у гальмівному режимі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: СТІЙКІСТЬ, ГАЛЬМУВАННЯ, СІДЕЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНИЙ ПОЇЗД, ГАЛЬМІВНА СИЛА, НОРМАЛЬНІ РЕАКЦІЇ, БЛОКУВАННЯ КОЛІС.

ABSTRACT

Progniy P.B. To the analysis of braking of articulated motor vehicle train without wheels locking. Management of projects, system analysis and logistics. Science journal: In Part 2. Part 1: Series: "Technical sciences" - Kyiv: NTU, 2014. - Vol. 13.

The article contains review of braking of articulated motor vehicle train without wheels locking. The equations of equilibrium of tractor and semitrailer in brake mode are made. The analytical equations to determine the normal reactions on lorry convoy axes are obtained. Also the conditions of simultaneous achieve to the limit of locking of wheels of lorry convoy are elucidated.

Research object – the braking process of articulated motor vehicle train.

Purpose of the study – the improvement of dynamics of braking of articulated motor vehicle train.

Research method – analytical.

On the base of the study the analytical equations that describe the dynamics of braking of lorry convoy are obtained. It's established that a significant effect on braking performance and stability of the vehicle in braking mode has the value of normal reactions on its axis, according to which the distribution of

the total braking force is carried. The equation allow to characterize the dependence of the total normal reaction on the axes and reactions in the support-coupling of the total braking force and friction coefficient with unlocked wheels, as well as mass-geometrical parameters of lorry convoy. Obtained in the study equations allowed to determine conditions of simultaneous reduction to the verge of blocking all wheels of the lorry convoy, and to identify the coefficients of dividing of the total braking force on the axes of the vehicle for ensure these conditions. The results of the study will allow in the future evaluate the impact of the distribution of the total braking force on axes of lorry convoy on its stability in braking mode.

KEYWORDS: STABILITY, BRAKING, ARTICULATED MOTOR VEHICLE TRAIN, BRAKING FORCE, NORMAL REACTION, WHEELS LOCKING.

РЕФЕРАТ

Прогний П. Б. К анализу процесса торможения седельного автопоезда без блокировки колес / П. Б. Прогний // Управление проектами, системный анализ и логистика. Научный журнал: в 2 ч. Ч. 1: Серия: „Технические науки” – К. : НТУ, 2014. – Вип. 13.

В статье рассматривается процесс торможения седельного автопоезда без блокировки колес. Составлены уравнения равновесия автомобиля-тягача и полуприцепа в тормозном режиме. Получены аналитические уравнения для определения нормальных реакций на осях автопоезда. Также выяснены условия одновременного доведения до грани блокировки всех колес автомобильного поезда.

Объект исследования – процесс торможения седельного автопоезда.

Цель исследования – улучшение динамики торможения седельного автопоезда.

Метод исследования – аналитический.

На основе проведенного исследования получены аналитические уравнения, описывающие динамику торможения седельного автопоезда. Установлено, что значительное влияние на эффективность торможения и устойчивость транспортного средства в тормозном режиме имеет величина нормальных реакций на его осях, в соответствии с которыми осуществляется распределение общей тормозной силы. Полученные уравнения позволяют характеризовать зависимость суммарных нормальных реакций на осях и реакций в опорно-сцепном устройстве от общей тормозной силы и коэффициента сцепления при незаблокированных колесах, а также от массово-геометрических параметров седельного автопоезда. Полученные в ходе исследования уравнения позволили выяснить условия одновременного доведения до грани блокировки всех колес автомобильного поезда. Также они позволяют определить коэффициенты распределения общей тормозной силы по осям транспортного средства для обеспечения данных условий. Результаты проведенного исследования позволят в будущем осуществить оценку влияния распределения общей тормозной силы по осям автопоезда на его устойчивость в тормозном режиме.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: УСТОЙЧИВОСТЬ, ТОРМОЖЕНИЕ, СЕДЕЛЬНЫЙ АВТОПОЕЗД, ТОРМОЗНАЯ СИЛА, НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ, БЛОКИРОВКА КОЛЕС.

АВТОР:

Прогній Павло Богданович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри автомобілі, e-mail: pavlo_pro@ukr.net, тел. +380976118441, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 306.

AUTHOR:

Progniy Pavlo B., National Transport University, postgraduate, department of automobile, e-mail: pavlo_pro@ukr.net, tel. +380976118441, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 306.

АВТОР:

Прогний Павел Богданович, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры автомобиля, e-mail: pavlo_pro@ukr.net, тел. +380976118441, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 306.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю.Ф., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедрою двигуни і теплотехніка, Київ, Україна

Рудзінський В.В., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, завідувач кафедрою автомобілі та автомобільне господарство, Житомир, Україна

REVIEWER:

Gutarevych Y.F., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, head department of engines and heating engineering, Kyiv, Ukraine.

Rudzinsky V.V., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, Head of Cars and Automobile Department, Zhytomyr State Technological University, Zhytomyr, Ukraine.