

На рис. 1 представлена крива відносної температурної ефективності залежно від абсолютного тиску холодного потоку. Тут η - температурна ефективність з урахуванням поправки на рівень тиску холодного потоку. Ця крива з достатньою точністю може бути апроксимована поліномом другого ступеня:

$$\eta = 0.8325 + 0.2697p - 0.103p^2. \quad (1)$$

Поліноміальна апроксимація може бути використана для опису величин, поперемінно зростаючих і спадаючих. Її доцільно застосовувати для аналізу великого набору даних нестабільної величини. Таким поліномам властиво обмеження: їх не можна застосовувати за межами того діапазону параметрів, в якому вони отримані. Зважаючи на те, що розрахунки здійснювалися для абсолютного тиску і коефіцієнту, що визначається в межах від 0 до 1, ця умова виконується.

Дослідження проводилося в рамках виконання технічного завдання науково-дослідної роботи ДН-01-20 «Теорія та практика системного підходу створення новітнього рухомого складу залізниць мультифункціональним управлінням термомеханічною навантаженістю «колесо-колодка-рейка» для підвищення безпеки, енерго- та ресурсозаощадження» (№ державної реєстрації 0120U102220).

Література

1. *Experimental study of brake frictional contact properties under the impact of local cooling and surfaces cleaning* / Gor-bunov, M., Prosvirova, O., Kovtanets, M., Steišūnas, S., Fomin, O. // *Transport Means - Proceedings of the International Conference*. 2019
2. *The innovative design of rolling stock brake elements* / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii] // *COMMUNICATIONS. VOLUME 19 2A/2017*. P. 23-28.
3. *Новий підхід до теплової динаміки тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв (частина 5)* / О.І. Вольченко, М.В. Кіндрачук, Д.О. Вольченко [та ін.] // *Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.:НАУ, Вип. 57. Київ. 2012.С. 34–47.*
4. *Hilsch R., Die Expansion von Ga.;en in Zent rifuga Ifeld a Is aelterprocess, Zeitschrift fur Natarforschung, Jan., 1946.*

УДК 656.13

ДИНАМІКА ПЕРЕРОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОСІ АВТОБУСА КОЛІСНОЇ СХЕМИ 6X2 ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

DYNAMIC OF LOAD DISTRIBUTION ON BUS AXLES WITH 6X2 WHEEL SCHEME WHEN BRAKING

Дуфанець Ігор

Філія «НДІ Автомобілебудування» ТОВ «Чернігівський автозавод»
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022

The article describes the redistribution of the load on the axle when braking on an ultra-large three-axle bus with air suspension and two adjacent rear axles that are not connected by a balancing cart.

Динаміка зміни навантажень на осі при гальмуванні тривісних автомобілів та формування відповідної структури приводу гальм і характеристики регуляторів гальмових сил достатньо добре опрацьовані у дослідженнях проф. Дем'янюка В. А., проф. Керницького І. С., а також харківської наукової школи (проф. Подригало М. А., проф.

Богомолів В. О., проф. Клименко В. Ф. та інші). Однак об'єктом дослідження були вантажні автомобілі [1] із задньою підвіскою балансирного типу, що дозволило зводити еквівалентну модель практично до двовісної схеми з центруванням двох задніх осей автомобіля до еквівалентної по осі балансира. Розробка міського надвеликого автобуса з моноблочним кузовом і двома зближеними задніми осями, пневмопідвіски яких є кінематично незалежними і не пов'язані між собою балансирним важелем/ресорами. Це зумовило потребу уточнення схеми і динаміки перерозподілу навантажень на обидві задні і передню осі при гальмуванні, з умов вибору кращої з трьох можливих у цій конструкції схем та розділення контурів пневмоприводу гальм (в аспекті виконання вимог правил UN/ECE R13 щодо ефективності запасної гальмової системи/при виході з ладу одного з контурів).

Для тривісних автомобілів/автобусів, згідно досліджень проф. Аксьонова В. П., [2] еквівалентні центри вертикальних коливань кузова та поздовжніх кренів кузова практично співпадають, тому допустимо оцінити динаміку перерозподілу навантажень на осі без додаткового врахування профільного навантаження на кузов/підвіску, не характерного для міських автобусів здебільшого з рівнинними маршрутами.

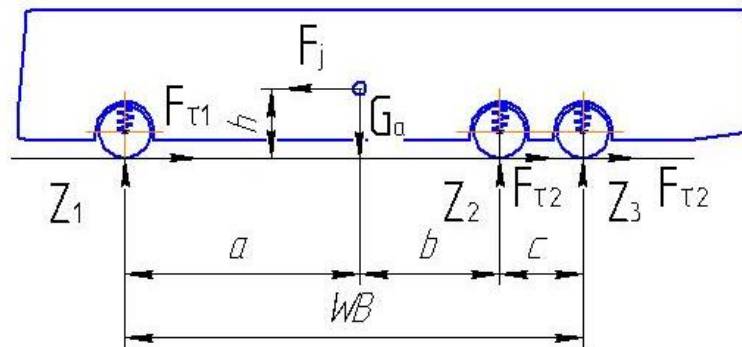


Рис. 1. Еквівалентна схема тривісного автобуса при гальмуванні.

На базі еквівалентної схеми тривісного автобуса типу Богдан А231 (рис. 1), використовуючи принцип Даламбера і нехтуючи, незначними (порівняно з гальмівними F_T) силами опору кочення шин та опору повітря отримаємо систему трьох рівнянь. Вони описують динаміку перерозподілу сили інерції F_j та ваги автобуса G_a на вертикальні реакції навантажень на кожну з осей – Z_1, Z_2, Z_3 у взаємозв'язку з координатами центру мас (a, b, c) в межах колісної бази WB та висоти h еквівалентного центру мас.

$$F \times h - G_a \times a + Z_2(a + b) + Z_3(a + b + c) = 0$$

$$F \times h - G_a \times b - Z_1(a + b) + Z_3 \times c = 0, \quad (1)$$

$$F \times h - G_a \times (b + c) - Z_1(a + b + c) - Z_2 \times c = 0$$

За відомих F_j, G_a та координат a, b, c і h методом перетворень-визначення 3-х невідомих - з системи трьох рівнянь отримуємо вирази кількісної оцінки зміни статичних навантажень на осі Z_1, Z_2, Z_3 залежно від статичного розподілу навантажень G_a на осі та інтенсивності гальмування (сповільнення) $j_\tau (F_j = j_\tau \frac{G_a}{g})$:

$$Z_1 = \frac{F_j \times h \left(1 - \frac{1}{c}\right) + G_a \times a}{a + b} \times \left(1 - \frac{1}{c}\right)^{-1}, \quad (2)$$

$$Z_2 = \frac{G \times a + F \times h + \frac{G \times a - F \times h}{a + b + c}}{a + b} \times \left(1 + \frac{1}{a + b + c}\right)^{-1}, \quad (3)$$

$$Z_3 = \frac{G \times a - F \times h - \frac{G \times a - F \times h}{a + b}}{a + b + c} \times \left(1 + \frac{1}{a + b}\right)^{-1}, \quad (4)$$

Відомо, що статичні навантаження на осі сформовані у процесі компонування автобуса з акцентом на другу вісь – ведучу з подвійними шинами і навантаженням, еквівалентним

сумарному на першу і третю осі з одинарними шинами. Це дозволяє визначити кращий варіант розподілу осей по кожному з двох контурів гальмового приводу, виходячи з законодавчої нормативної бази правил UN/ECE R13 – щодо дотримання сумарної питомої гальмівної сили γ_{τ} при виході з ладу будь-якого з контурів приводу гальм умови:

$$\gamma_{\tau} \geq 0,1 + 0,85(\mu - 0,2), \quad (5)$$

де μ - коефіцієнт зчеплення шин з дорогою (з можливим діапазоном зміни 0,2-0,8).

Література

1. Смирнов Г.А. Влияние числа и расположения осей на тягово-сцепные качества полноприводных автомобилей. *Автомобильная промышленность*, 1965, №2, с. 14-19.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. Теория общих конструктивных решений. М.: Машиностроение, 1980. - 208 с.