

11. Станкевич, Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров / Э.Б. Станкевич // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 9. – С. 6–9.
12. Туренко, А.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27 – С.7-12.
13. Федотов, А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. – Иркутск: Изд-во ИрНИТУ, 2015. – 514 с.
14. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
15. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.

Богомолов Виктор Александрович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
 Клименко Валерий Иванович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
 Леонтьев Дмитрий Николаевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, dima.a3alij@gmail.com

О ПОСТРОЕНИИ КРИВЫХ РЕАЛИЗУЕМОГО СЦЕПЛЕНИЯ МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Из теории автомобиля известно, что для всех колесных транспортных средств (КТС) в процессе их проектирования и предварительной серийной доводке, должна быть обеспечена необходимая эффективность торможения в различных условиях их эксплуатации. Для контроля оценки этой эффективности в международной практике разработаны стандарты и регламенты [1, 2] в которых предусмотрена проверка расположения кривых реализуемого сцепления осей КТС в заданных, так называемых «коридорах», обеспечивающих безопасность дорожного движения, вследствие рационального выбора характеристик тормозной системы и реализации качественного процесса торможения транспортного средства.

В нормативных документах [1, 2] оценивающих эффективность торможения КТС, кривые реализуемого сцепления i -той оси (f_i) колесного транспортного средства определяется, как:

$$f_i = \frac{T_i}{N_i}, \quad (1)$$

где T_i – тормозная сила на соответствующей i -той оси КТС, Н; N_i – реакция дороги на i -тую ось КТС, Н;

Точное решение для (1) в нормативных документах [1, 2] предложено только для двухосных транспортных средств:

$$f_i = \frac{T_i}{P_i \pm z \frac{h}{L} G}, \quad (2)$$

где P_i – нормальная реакция дороги на соответствующую i -тую ось КТС в статических условиях, Н; h – высота расположения центра масс КТС, м; G – вес КТС, Н; L – расстояние между осями КТС, м; z – коэффициент торможения КТС;

Аналогичное формуле (2) выражение можно получить и для трехосного КТС у которого задние две оси объединены подвеской в одну так называемую «балансирную тележку» [3, 4, 5].

Для многоосных КТС [6], с тремя и более независимыми осями, при определении реакции дороги N_i , приходится разрабатывать оригинальные методики, для каждого отдельного случая компоновки их осей. Такой подход не всегда является удобным при построении кривых реализуемого сцепления и определении эффективности торможения транспортного средства.

В работе [7] предложено определять реакции дороги N_i в виде:

$$N_i = P_i + \Delta N_i, \quad (3)$$

где ΔN_i – динамическая составляющая нормальной реакции дороги на соответствующую i -тую ось КТС, вызванная появлением суммарной тормозной силой, которая равна силе инерции автомобиля, Н;

Основным преимуществом такого представления величины N_i является возможность применения так называемого принципа суперпозиции сил, действующих на КТС. При этом величина P_i в уравнении (3) является справочной и зависит от распределения веса автомобиля относительно центра его масс. Таким образом, при определении ΔN_i , математическая и физическая модель КТС значительно упрощаются, из-за отсутствия в них величин P_i и G .

Из научно-технической литературы [2, 3], известно, что если, например, некоторые две оси j и $j+1$ связаны в балансирную тележку, то для них можно допустить равенство:

$$\Delta N_j - \Delta N_{j+1} = 0. \quad (4)$$

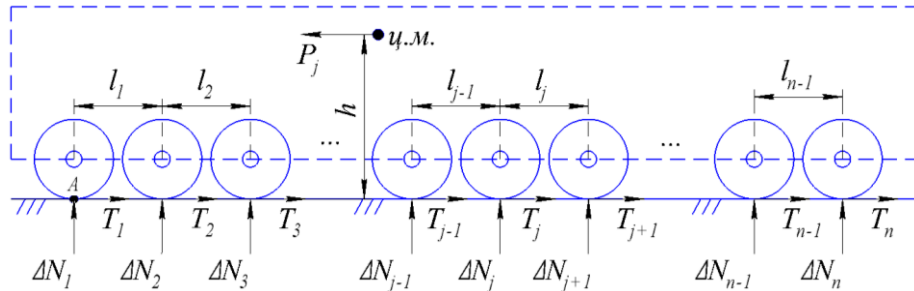
И таких уравнений в системе, можно записать столько, сколько балансирных тележек имеется в конструкции КТС.

Практика расчетов [2, 3] показывает, что при принятом допущении (4) часто мосты, связанные в балансирную тележку, можно условно заменить приведенной осью с нагрузками

$$\begin{aligned}
N_{j,(j+1)} &= N_j + N_{j+1}; \\
P_{j,(j+1)} &= P_j + P_{j+1}; \\
\Delta N_{j,(j+1)} &= \Delta N_j + \Delta N_{j+1}; \\
T_{j,(j+1)} &= T_j + T_{j+1},
\end{aligned}
\tag{5}$$

которые расположены на расстоянии $0,5 \cdot l_j$ от соответствующей оси (рис. 1).

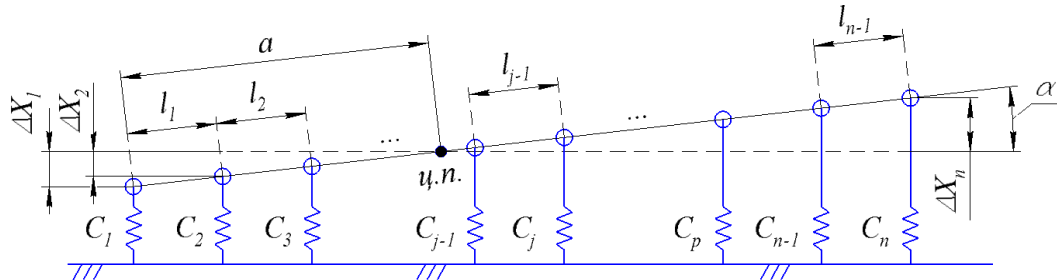
В таком случае схематично перемещение (поворот) кузова КТС при торможении можно представить в виде схемы, которая изображена на рис. 2.



$T_1, T_2, T_3, T_{j-1}, T_j, T_{j+1}, T_{n-1}, T_n$ – тормозные силы на соответствующих осях n -осного КТС; $l_1, l_2, l_{j-1}, l_j, l_{n-1}$ – расстояния между соответствующими осями n -осного КТС; h – высота расположения центра масс (ц.м.) КТС;

P_j – сила инерции тормозящего n -осного КТС

Рисунок 1 – Схема структурной физической модели n -осного тормозящего КТС



a – расстояние от центра упругости (ц.н.) до первого моста; $C_1 \dots C_n$ – жесткости подвесок соответствующих мостов КТС; $\Delta X_1 \dots \Delta X_n$ – деформации подвесок соответствующих мостов; α – угол наклона кузова относительно исходного его положения до начала торможения КТС

Рисунок 2 – Схема поворота кузова КТС при торможении

Величину a изображенную на рис. 2 можно найти из выражения:

$$a = \frac{\sum_{i=2}^n \left(\frac{C_i}{C_1} \cdot \sum_{k=1}^{i-1} l_k \right)}{1 + \sum_{i=2}^n \frac{C_i}{C_1}}.
\tag{6}$$

Система уравнений, например, для четырехосного КТС с балансирной тележкой, будет иметь вид:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 \Delta N_i = 0; \\ \sum_{j=1}^4 \left(\Delta N_j \cdot \sum_{i=0}^{j-1} l_i \right) = -z \cdot h \cdot \sum_{i=1}^4 P_i; \\ \Delta N_3 - \Delta N_4 = 0; \\ \left(1 - \frac{l_1}{a} \right) \cdot \frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \cdot \Delta N_1 - \Delta N_2 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Если рассмотреть тот же самый автомобиль, но без балансирующей тележки то система уравнений (7) примет вид:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 \Delta N_i = 0; \\ \sum_{j=1}^4 \left(\Delta N_j \cdot \sum_{i=0}^{j-1} l_i \right) = -z \cdot h \cdot \sum_{i=1}^4 P_i; \\ \Delta N_3 - \frac{\Delta P_3}{\Delta P_4} \cdot \left(\frac{\sum_{i=1}^2 l_i - a}{\sum_{i=1}^3 l_i - a} \right) \cdot \Delta N_4 = 0; \\ \left(1 - \frac{l_1}{a} \right) \cdot \frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \cdot \Delta N_1 - \Delta N_2 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

где ΔP_i – это разница между нагрузками соответствующих мостов в груженом и порожнем состоянии КТС, Н.

Сравнительный анализ результатов расчетов выполненных по системам уравнений (7) и (8) показывает их значительное расхождение, что позволяет сделать вывод о том, пренебрежение типом подвески при расчете реализуемого сцепления многоосного транспортного средства является недопустимым, поскольку это приводит к существенным погрешностям расчета распределения тормозных сил между осями таких КТС.

Выполненные результаты расчетов реализуемого сцепления, для груженого транспортного средства по уравнениям (7) и (8) с использованием уравнений (1) и (3), так же показал существенное расхождение полученных результатов.

Выводы

Предложенная методика расчета распределения нормальных реакций для построения кривых реализуемого сцепления n -осного транспортного средства позволяет учитывать особенности конструкции подвески, как балансирующей, так и с независимыми осями.

Литература

1. Regulation № 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 18.02.2016 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2016. 262p.
2. ГОСТ Р 41.13-2007 Единые предписания, касающиеся транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения. – Москва : Стандартинформ, 2009. – 170 с.
3. Туренко А. М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил / А. М., Туренко В. О. Богомолов, В. І. Клименко, С.Я. Ходирев, В.І. Кирпатий, М.Г. Михалевич. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 120 с.
4. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А. Н. Туренко [и др.]. - Харьков : ХНАДУ, 2002. – 400 с.
5. Методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту його шин з поверхнею дорожнього одягу МР В.2.3-37641918-887:2017. – Київ : Укравтодоро, 2017. – 31 с.
6. Аксёнов П.В. Многоосные авомобили. – 2-е изд., перераб. и. доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 280 с.
7. Провести дослідження та розробити методичні рекомендації з визначення осьових навантажень багатівісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям. Звіт про науково-дослідну роботу за договором № 5/35-79-16. Науковий керівник д.т.н., проф. Жданюк В.К., – № держреєстрації 0116U005525. – ХНАДУ. – 2017. – 159 с.

Клименко Олексій Андрійович, к.т.н., доцент, ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

ЩОДО ЗАПРОВАДЖЕННЯ В УКРАЇНІ СИСТЕМИ МАРКУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОГО РІВНЯ ДОРОЖНІХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Показники енергетичної ефективності [1] та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів з відповідними системами маркування за міжнародним досвідом є основою запровадження державою потужних інструментів [2] зменшення питомого споживання енергії та викидів забруднювальних речовин транспортом – узгоджених заходів технічного і фіскального регулювання, диференційованих обмежень та преференцій щодо доступу до інфраструктури та інших заходів, що стимулюватимуть інвестування в якісне оновлення парку і новітні технології, примушуватимуть до використання в місцях масового зосередження людей переважно техніки, що завдає мінімальної шкоди здоров'ю населення.