

УДК 629.3.017.5

DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2019.45.0.46

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ МОСТАМИ БАЛАНСИРНОЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Богомолов В. А.¹, Клименко В. И.¹, Леонтьев Д. Н.¹, Махлай С. Н.²

¹ Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

² Харьковский научно-исследовательский экспертно-криминалистический центр МВД Украины

Аннотация. В статье предлагается методика оценки распределения нормальных реакций по осям балансирной тележки грузового автомобиля во время торможения. Методика позволяет учесть: весогеометрические параметры транспортного средства, эффективность его торможения и угол наклона реактивных тяг в балансирной подвеске. Также в данной работе приведен пример расчета кривых реализуемого сцепления и выполнена оценка эффективности торможения многоосного транспортного средства, а также выполнен анализ соответствия полученных результатов расчета международным нормам в отношении распределения тормозных сил между осями колесного транспортного средства.

Ключевые слова: многоосное транспортное средство, балансирная тележка, тормозные силы, нормальные реакции, распределение нормальных реакций, эффективность торможения.

Введение

Распределение нормальных реакций между осями колесного транспортного средства (КТС) при его торможении является очень важным параметром, определяющим так называемые кривые реализуемого сцепления (КРС) [1], от величины которых в первую очередь зависит и эффективность тормозной системы, и качество процесса торможения.

Международный норматив [1] однозначно определяет КРС для двухосного КТС. Вместе с этим в мировом автомобилестроении [2, 3] получили широкое распространение многоосные грузовые автомобили с так называемой балансирной тележкой, которая имеет конструктивные особенности, заметно влияющие на распределение нормальных реакций по осям, входящим в ее конструкцию.

В этой связи имеет смысл более подробно рассмотреть балансирную тележку с точки зрения расчета КРС по ее осям.

Анализ публикаций

Конструктивно [4, 5] балансирную тележку можно представить в виде принципиальной схемы, которая изображена на рис. 1.

В специализированной технической литературе [6] уже делались попытки определить с распределением нормальных реакций в балансирной тележке. При этом распределение нормальных реакций рассматривалось лишь при идеальном распределении тормозных сил между автомобильными

ми колесами мостов, которые объединены в балансирную тележку [7].

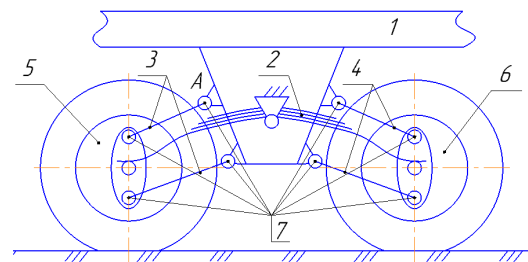


Рис. 1. Принципиальная схема балансирной тележки: 1 – рама автомобиля; 2 – рессора; 3 и 4 – соответственно направляющие рычаги переднего и заднего мостов тележки; 5 и 6 – соответственно передний и задний мосты тележки; 7 – шарниры крепления направляющих рычагов

Известно [8], что идеальное распределение является теоретическим и, как правило, не встречается на реальных транспортных средствах, что подтверждается практикой проектирования [6, 7] тормозных систем тяжелых транспортных средств.

Цель и постановка задачи

Исходя из вышеизложенного, в работе ставится цель – разработать математическую модель распределения нормальных реакций между мостами балансирной тележки грузового автомобиля в случае реализации дей-

ствительных тормозных сил, не связанных между собой идеальной характеристикой [8].

Нормальные реакции на мостах балансирующей тележки

Основываясь на принципиальной схеме балансирующей тележки (рис. 1), составим схему сил, которые действуют на нее при торможении КТС (рис. 2).

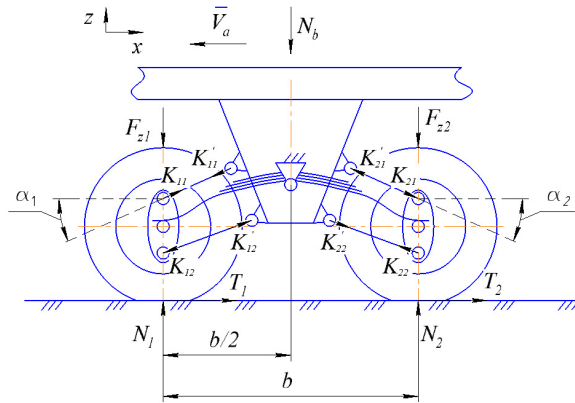


Рис. 2. Схема сил, которые действуют в балансирующей тележке при торможении многоосного колесного транспортного средства: \vec{V}_a – вектор скорости движения КТС; N_1 и N_2 – нормальные реакции на соответствующих мостах балансирующей тележки; T_1 и T_2 – соответствующие тормозные силы между шинами колес моста балансирующей тележки и поверхностью дорожного покрытия; F_{z1} и F_{z2} – соответствующие усилия, передаваемые на мосты балансирующей тележки через рессоры 2 (рис. 1); N_b – суммарное вертикальное усилие, действующее на балансирующую тележку; α_1 и α_2 – соответственно углы наклона передних и задних направляющих рычагов балансирующей тележки; K_{11} и K_{12} – реакции направляющих рычагов 3 (рис. 1) на передний мост тележки; K_{21} и K_{22} – реакции направляющих рычагов 4 на задний мост тележки; K'_{11} , K'_{12} , K'_{21} и K'_{22} – реакции, воздействующие на раму автомобиля со стороны направляющих рычагов

Из рис. 2 для передней оси балансирующей тележки грузового автомобиля запишем систему уравнений в следующем виде:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0; & -F_{z1} + \sin \alpha_1 (K_{11} - K_{12}) + N_1 = 0; \\ \sum F_x = 0; & T_1 + \cos \alpha_1 (K_{11} - K_{12}) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

из второго уравнения запишем:

$$\frac{T_1}{\cos \alpha_1} = -(K_{11} - K_{12}), \quad (2)$$

а из первого, с учетом уравнения (2):

$$N_1 = F_{z1} + T_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (3)$$

Рассуждая аналогично, для заднего моста балансирующей тележки получим:

$$N_2 = F_{z2} + T_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (4)$$

Для суммарного вертикального усилия на балансирующую тележку из условия равновесия:

$$\begin{aligned} N_b = F_{z1} + F_{z2} - K'_{11} \sin \alpha_1 + \\ + K'_{12} \sin \alpha_1 + K'_{21} \sin \alpha_2 - K'_{22} \sin \alpha_2. \end{aligned} \quad (5)$$

В уравнении (5) очевидно, что соответствующие величины равны между собой: $K'_{11} = K_{11}$, $K'_{12} = K_{12}$, $K'_{21} = K_{21}$, $K'_{22} = K_{22}$ и $F_{z1} = F_{z2}$.

Учитывая то обстоятельство, что, как правило, конструктивно балансирующая тележка [4, 5] многоосного транспортного средства выполняется с равными углами $\alpha_1 = \alpha_2$, то можно переписать уравнение (5) в виде:

$$F_z = \frac{N_b - \operatorname{tg} \alpha (T_1 - T_2)}{2}, \quad (6)$$

где $F_z = F_{z1} = F_{z2}$;

$$\alpha = \alpha_1 = \alpha_2.$$

Подставляя уравнение (6) в уравнения (3) и (4), запишем:

$$N_1 = \frac{N_b}{2} + \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot (T_1 + T_2)}{2}, \quad (7)$$

$$N_2 = \frac{N_b}{2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot (T_1 + T_2)}{2}. \quad (8)$$

Полученные уравнения (7) и (8) для определения вертикальных нормальных реакций на мостах балансирующей тележки учитывают влияние углов наклона ее направляющих рычагов, а также особенности реализации дей-

ствительных тормозных сил, не связанных между собой идеальной характеристикой.

Суммарное вертикальное усилие на балансирной тележке

Очевидно, что сумма уравнений (7) и (8) есть ни что иное, как суммарное вертикальное усилие, действующее на балансирную тележку, если пренебречь ее неподрессоренными массами:

$$N_1 + N_2 \approx N_b. \quad (9)$$

Поэтому величину N_b в инженерных расчетах можно определять из общей динамики распределения нормальных реакций по осям КТС, исходя из следующих допущений:

- мосты балансирной тележки условно заменяем неким приведенным мостом (приведенной осью), который размещен по центру между мостами этой тележки (рис. 3);
- принимаем условие, что тормозные силы, создаваемые тормозными механизмами, расположенными на мостах балансирной тележки, равны.

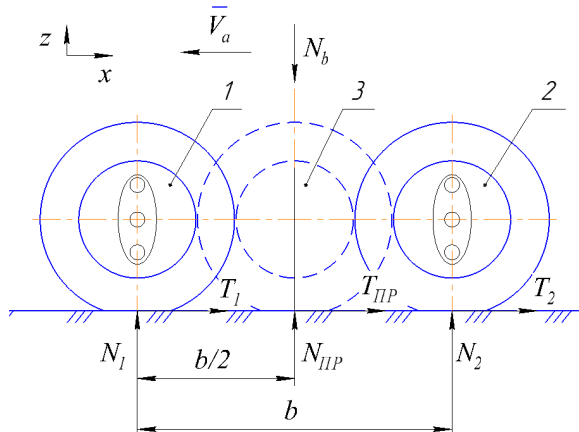


Рис. 3. Схема размещения приведенного моста балансирной тележки: 1 – передний мост балансирной тележки; 2 – задний мост балансирной тележки; 3 – приведенный мост балансирной тележки; $N_{пр}$ – нормальная реакция на приведенном мосту (приведенной оси); $T_{пр}$ – тормозная сила на приведенном мосту (приведенной оси) балансирной тележки КТС

В таком случае, исходя из (9), запишем:

$$N_{пр} \approx N_b. \quad (10)$$

Приведенная касательная реакция дороги, приложенная в пятне контакта шины приведенного моста, определяется из следующего выражения:

$$T_{пр} = T_1 + T_2. \quad (11)$$

Поскольку все составляющие для построения кривых реализуемого сцепления определены, то можно приступить к непосредственным их расчетам.

Определение кривых реализуемого сцепления в контакте между шинами мостов балансирной тележки и поверхностью дорожного покрытия

В качестве примера рассмотрим трехосный грузовик (рис. 4), который имеет следующие весогеометрические параметры, представленные в табл. 1 [9]. Для груженого КТС, из научно-технической литературы [6, 7], можно считать углы α_1 и α_2 (рис. 2) направляющих тяг 3 и 4 (рис. 1) равными и близкими к 0° .

Таблица 1 – Весогеометрические параметры транспортного средства

Параметр	Величина
Расстояние между передним и средним мостом КТС, L_{1-2}	3,2 м
Расстояние между средним и задним мостом КТС, b	1,4 м
Высота расположения центра масс груженого КТС, $h_{гр}$	1,55 м
Высота расположения центра масс снаряженного КТС, $h_{п}$	1,05 м
Продольная координата расположения центра масс относительно переднего моста груженого КТС, $a_{гр}$	3,03 м
Продольная координата расположения центра масс относительно переднего моста снаряженного КТС, $a_{п}$	2,46 м
Нагрузка (в статике) на передний мост груженого КТС, $P_1^{гр}$	74500 Н
Нагрузка (в статике) на передний мост снаряженного КТС, $P_1^{п}$	45000 Н
Нагрузка (в статике) на средний мост груженого КТС, $P_2^{гр}$	127400 Н
Нагрузка (в статике) на средний мост снаряженного КТС, $P_2^{п}$	38300 Н
Нагрузка (в статике) на задний мост груженого КТС, $P_3^{гр}$	127400 Н
Нагрузка (в статике) на задний мост снаряженного КТС, $P_3^{п}$	38300 Н

Для снаряженного же КТС, исходя из геометрических соотношений в балансирной тележке, можно считать углы α_1 и α_2 (рис. 2) наклона направляющих тяг 3 и 4 (рис. 1) равными соотношению:

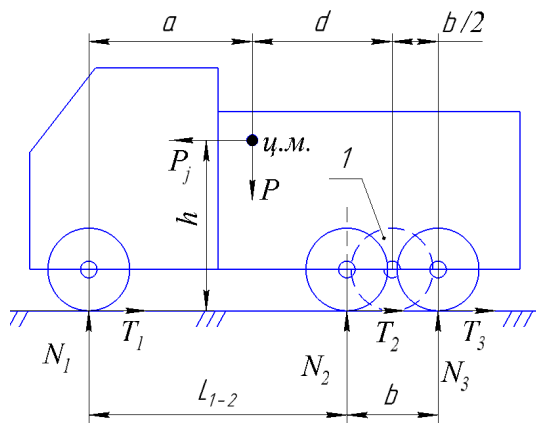
$$\alpha_n \cong \arcsin\left(\frac{\Delta y}{l}\right), \quad (12)$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg}\left[\arcsin\left(\frac{\Delta y}{l}\right)\right], \quad (13)$$

где Δy – перемещение, например, точки A шарнира 7 (рис. 1), при переходе КТС из груженого состояния в снаряженное;

l – длина направляющих тяг 3 и 4 (рис. 1).



ц.м. – обозначение центра масс КТС; P – вес автомобиля в статике; P_j – сила инерции автомобиля, возникающая при его торможении; N_1, N_2 и N_3 – нормальные реакции на переднем, среднем и заднем мосту КТС соответственно; T_1, T_2 и T_3 – тормозные силы, возникающие между дорожным покрытием и шинами переднего, среднего и заднего моста КТС соответственно; 1 – приведенная ось КТС; a и d – соответственно продольные координаты расположения центра масс КТС относительно его переднего и приведенного моста; h – вертикальная координата расположения центра тяжести КТС относительно опорной поверхности; L_{1-2} – расстояние между передним и средним мостом КТС

Рис. 4. Схема тормозящего трехосного грузовика с задней балансирной тележкой

Анализ показывает, что в конструкции грузовых автомобилей для инженерных расчетов можно принять равенство:

$$l \cong 0,75\left(\frac{b}{2}\right), \quad (14)$$

где b – обозначено на рис. 2 – 4.

Общеизвестно [10, 11], что для снаряженного КТС, при определении Δy , можно записать:

$$\Delta y = \frac{P_2^{\text{гп}} + P_3^{\text{гп}} - P_2^{\text{н}} - P_3^{\text{н}}}{C_T} = \frac{P_b^{\text{гп}} - P_b^{\text{н}}}{C_T}, \quad (15)$$

где $P_b^{\text{гп}}$ и $P_b^{\text{н}}$ – соответственно нагрузка (в статике), приходящаяся на балансирную тележку КТС в груженом и снаряженном его состоянии;

C_T – жесткость подвески балансирной тележки.

Известно [11, 12], что автомобиль как колебательную систему можно представить в виде двухмассовой модели, у которой частота колебаний задней части определяется из выражения:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_T}{m_b}}, \quad (16)$$

где m_b – подрессоренная масса КТС, приходящаяся на балансирную тележку; f – собственная частота колебания подрессоренной массы m_b .

Из теории проектирования грузовых автомобилей [12] можно принять собственную частоту колебания подрессоренной массы m_b , равной 1,6 Гц.

Из [12] также допустимо считать, что:

$$m_b = \frac{0,85 \cdot (P_2^{\text{гп}} + P_3^{\text{гп}})}{g} = 0,08665 \cdot P_b^{\text{гп}}, \quad (17)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Тогда в инженерных расчетах из (16), с достаточной точностью, можно принять:

$$C_T \cong 13,68 \cdot f^2 \cdot P_b^{\text{гп}}, \quad (18)$$

и в результате из (12), с учетом (14), (15) и (18), получим:

$$\alpha_n \cong \arcsin\left(\frac{0,2}{b \cdot f^2} \cdot \left(1 - \frac{P_b^{\text{н}}}{P_b^{\text{гп}}}\right)\right). \quad (19)$$

Таким образом методика построения кривых реализуемого сцепления для многоосного КТС, который имеет балансирную(ые) тележку(и), сводится к выполнению четырех следующих пунктов:

1. Заменяем балансирную(ые) тележку(и) приведенной(ыми) осью(ями) (см. рис. 3).

Для рассматриваемого случая, в статике: $P_b^{rp} = 254800\text{Н}$; $P_b^n = 76600\text{Н}$.

2. Рассчитываем изменение нагрузки на осях КТС в результате действия силы инерции P_j .

Для рассматриваемого случая нормальные реакции на соответствующих мостах КТС можно определить из следующих выражений:

$$N_1^{rp} = P_{rp} \frac{L_{1,2} + 0,5 \cdot b - a_{rp} + z \cdot h_{rp}}{L_{1,2} + 0,5 \cdot b}; \quad (20)$$

$$N_b^{rp} = P_{rp} \frac{a_{rp} - z \cdot h_{rp}}{L_{1,2} + 0,5 \cdot b}; \quad (21)$$

$$N_1^n = P_n \frac{L_{1,2} + 0,5 \cdot b - a_n + z \cdot h_n}{L_{1,2} + 0,5 \cdot b}; \quad (22)$$

$$N_b^n = P_n \frac{a_n - z \cdot h_n}{L_{1,2} + 0,5 \cdot b}; \quad (23)$$

где $z = \frac{\sum_{i=1}^3 T_i}{P}$ – соответственно коэффициент торможения груженого ($P = P_{rp}$) или порожнего ($P = P_n$) КТС; T_i – тормозная сила i -й оси КТС; P_{rp} и P_n – соответственно вес КТС в груженом и снаряженном его состоянии.

По выражениям (7) и (8) для осей балансирной тележки рассчитываем N_i , в нашем случае:

$$N_2^{rp} = N_3^{rp} = \frac{N_b^{rp}}{2}; \quad (24)$$

$$N_2^n = \frac{N_b^n}{2} + 0,5 \cdot \sum_{i=2}^3 T_i \cdot \text{tg} \alpha_n; \quad (25)$$

$$N_3^n = \frac{N_b^n}{2} - 0,5 \cdot \sum_{i=2}^3 T_i \cdot \text{tg} \alpha_n. \quad (26)$$

3. Рассчитываем кривые реализуемого сцепления [1, 6, 7, 13, 14]:

$$f_1(z) = \frac{T_1(z)}{N_1(z)}; \quad (27)$$

$$f_2(z) = \frac{T_2(z)}{N_2(z)}; \quad (28)$$

$$f_3(z) = \frac{T_3(z)}{N_3(z)}. \quad (29)$$

На рис. 5 представлены результаты расчета для рассматриваемого автомобиля.

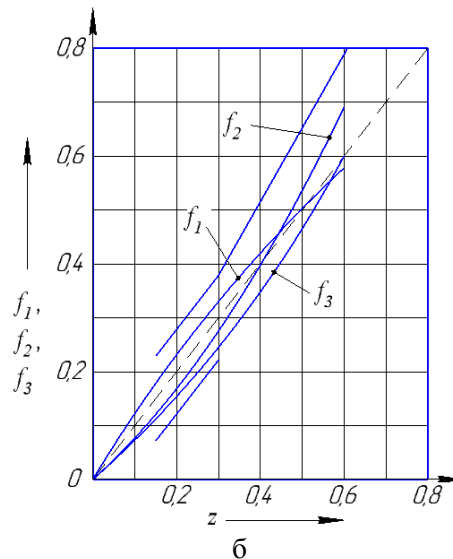
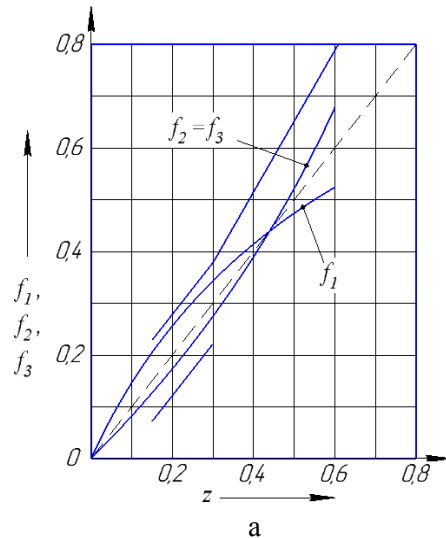


Рис. 4. Кривые реализуемого сцепления: а – груженный автомобиль; б – порожний автомобиль

При расчете кривых реализуемого сцепления груженого КТС принято следующее соотношение тормозных сил:

$$T_1 = 0,4 \sum_{i=1}^3 T_i; \quad (30)$$

$$T_2 = T_3 = 0,3 \cdot \sum_{i=1}^3 T_i. \quad (31)$$

При расчете кривых реализуемого сцепления снаряженного КТС принято соотношение тормозных сил:

$$T_1 = 0,5 \sum_{i=1}^3 T_i; \quad (32)$$

$$T_2 = T_3 = 0,25 \cdot \sum_{i=1}^3 T_i. \quad (33)$$

Такое соотношение тормозных сил у грузевого и снаряженного КТС принято в соответствии с опытом проектирования тормозного управления многоосных транспортных средств.

Выводы

Разработанная математическая модель распределения нормальных реакций между осями балансирной тележки грузового автомобиля при его торможении позволяет уточнить характер изменения кривых реализуемого сцепления в зависимости от коэффициента торможения многоосного транспортного средства.

Предложенная методика расчета кривых реализуемого сцепления для многоосных колесных транспортных средств, имеющих в своей конструкции балансирную(ые) тележку(и), позволяет повысить точность расчетов на 10 %, что существенно влияет на выполнение международных требований в отношении распределения тормозных сил КТС.

Анализ результатов расчетов кривых реализуемого сцепления трехосного автомобиля с балансирной тележкой показал, что перераспределение нормальных реакций между мостами балансирной тележки в снаряженном состоянии КТС приводит к более интенсивному нарастанию реализуемого сцепления на среднем мосту по сравнению с задним мостом.

Литература

1. Regulation No 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. 262 p.
2. Понизовкин А.Н., Власко Ю.М., Ляликов М.Б. и др. Краткий автомобильный справочник. Автомобильный справочник, 1994. 779 с.
3. Роговцев В.Л., Пузанков А.Г., Олدفилд В.Д. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств. Учебник водителя. 1997. 430 с.
4. Барун В.Н., Азаматов Р.А., Машков Е.А. и др. Автомобили КамАЗ. Техническое обслуживание и ремонт, 1988. 352 с.
5. Туренко А.М., Богомолов В.О., Клименко В.И. та ін. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил: навчальний посібник, 2003. 120 с.

6. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств: учебное пособие, 2002. 400 с.
7. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник, 1989. 240 с.
8. Провести дослідження та розробити методичні рекомендації з визначення осевих навантажень багатівісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям: Звіт про НДР (заключений) Харківський національний автомобільно-дорожній університет; кер. В.К. Жданюк. Харків, 2017. 162 с. № ДР 0116U005525.
9. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У, Колебания в инженерном поле: учебник, 1985. 472 с.
10. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др. Основы прикладной теории колебаний: учебное пособие, 2002. 130 с.
11. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания: учебник, 1960. 356 с.
12. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески: учебник, 1987. 288 с.
13. Туренко А. Н. Богомолов В. А., Леонтьев Д. Н. Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 2016. Вып. 75. С. 13–17.
14. Леонтьев Д. М. Системний підхід до створення автоматизованого гальмівного керування транспортних засобів категорій M_3 та N_2 : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Нац. б-ка України ім. В.І. Вернадського, Київ, 2011.

Reference

1. UN/ECE (2016). Regulation No 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*. 262 p.
2. Ponizovkin A.N., Vlasko Yu.M., Lyalikov M.B. i dr. (1994). *Kratkiy avtomobilnyi spravochnik* [Quick reference car]. *Avtomobilnyi spravochnik*. [in Russian].
3. Rogovtsev V.L. Puzankov A.G., Oldfield V.D. (1997). *Ustroystvo i ekspluatatsiya avtotransportnykh sredstv* [The device and operation of vehicles]. *Uchebnik voditelya*. [in Russian].
4. Barun V.N., Azamatov R.A., Mashkov E.A. i dr. (1988). *Avtomobili KamAZ: Tehnicheskoe obsluzhivanie i remont* [KamAZ Cars: Maintenance and Repair]. *Uchebnik*. [in Russian].
5. Turenko A.M., Bohomolov V.O., Klymenko V.I. ta insh. (2003). *Funktsionalnyi rozrakhunok halmivnoi systemy avtomobilia z barabannymy halmamy ta rehuliatorom halmivnykh syl* [Functional calculation of the car brake system with

- drum brakes and regulator of brake forces]. Pidrychnyk. [in Ukraine].
6. Turenko A.N., Bogomolov V.A., Klimenko V.I. i dr. (2002). Sovershenstvovanie sposobov regulirovaniya vyihodnykh parametrov tormoznoy sistemyi avtotransportnykh sredstv [Improving methods for regulating the output parameters of the brake system of vehicles]. Uchebnoe posobie. [in Russian]
 7. Litvinov A.S., Farobin Ya.E. (1989). Avtomobil: Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv [Car: Performance Theory]. Uchebnik. [in Russian]
 8. Zhdaniuk V.K. (2017). Provesty doslidzhennia ta rozrobyty metodychni rekomendatsii z vyznachennia osovykh navantazhen bahatovisnykh transportnykh zasobiv z urakhuvanniam syl tertia v ploshchi kontaktu shyny z dorozhnim pokryttiam [Carry out research and develop methodological recommendations for determining axial loads of multi-axle vehicles, taking into account the friction forces in the contact area of the tire with the road surface]: Zakliuchnyi zvit pro naukovo-doslidnu robotu za temoiu № 5/35-79-16 / Kharkivskiy natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet. № DR 0116U005525.
 9. Timoshenko S.P., Yang D.H., Uiver U (1985). Kolebaniya v inzhenernom pole [Fluctuations in the engineering field]. Uchebnik. [in Russian].
 10. Turenko A.N., Bogomolov V.A., Klimenko V.I. i dr. (2002). Osnovyi prikladnoy teorii kolebaniy [Fundamentals of Applied Theory of Oscillations]. Uchebnoe posobie. [in Russian]
 11. Rotenberg R.V. (1960). Podveska avtomobilya i ego kolebaniya [Car suspension and its vibrations]. Uchebnik. [in Russian].
 12. Raympel Y. (1987). Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Car Chassis: Suspension Elements]. Uchebnik. [in Russian].
 13. Turenko A. N., Bogomolov V. A., Leontev D. N. (2016). Spособ opredeleniya zamedleniya mnogoosnogo avtomobilya na osnove realizue-myih stsepleniy ego koles i raspolzozheniya koordinaty tsentra mass [A method for determining the deceleration of a multiaxial vehicle based on the realized clutches of its wheels and the location of the center of mass] *Vestnik Harkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta.* 75. 13-17. [in Russian].
 14. Leontiev D. M. (2011). Systemnyi pidkhid do stvorennia avtomatyzovanoho halmivnoho keruvannia transportnykh zasobiv katehorii M3 ta N3 [A systematic approach to the creation of automated brake control for vehicles of categories M3 and N3]: dys. ... kand. tekhn. nauk.: 05.22.02. Nacz. b-ka Ukrayiny' im. V.I. Vernads'kogo. [in Ukraine].

Богомолів Віктор Александрович¹, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілей ім. А.Б. Гредескула, +38 (057) 700-38-63 bv@khadi.kharkov.ua

Клименко Валерій Іванович¹, доктор технічних наук, завідувач кафедри автомобілей ім. А.Б. Гредескула, +38 (057) 700-38-77, valeriy.klimenko@gmail.com

Леонтєв Дмитрій Николаєвич¹, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілей ім. А.Б. Гредескула, +38 (097) 943-78-85, dima.a3alij@gmail.com

Махлай Сергій Николаєвич², старший експерт, +38 (067) 710-15-91, mak6807@ukr.net

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, г. Харків, ул. Ярослава Мудрого 25.

²Харківський науково-дослідницький експертно-криміналістический центр МВД України.

Розподіл нормальних реакцій між мостами балансірного візка вантажного автомобіля під час гальмування

Анотація. Під час оцінки якості розподілу гальмівних сил багатівісних колісних транспортних засобів відповідно до міжнародних стандартів виникає проблема щодо розрахунку кривих реалізованого зчеплення, оскільки в міжнародних нормативних документах наведена тільки методика розрахунку для двовісних колісних транспортних засобів. Розрахунки ускладнюються, якщо багатівісний транспортний засіб має у своєму складі балансірний візок, тому у даній статті пропонується методика оцінки розподілу нормальних реакцій по осях балансірного візка вантажного багатівісного колісного транспортного засобу під час гальмування. Запропонована методика дозволяє враховувати: вагогеометричні параметри колісного транспортного засобу, ефективність його гальмування та кут нахилу реактивних тяг у балансірній підвісі. Метою роботи є розробка математичної моделі розподілу нормальних реакцій між мостами балансірного візка вантажного автомобіля у випадку дії реальних гальмових сил між шинами коліс переднього та заднього моста візка, які не пов'язані між собою ідеальною характеристикою. В даній роботі наведено приклад розрахунку кривих реалізованого зчеплення важкого тривісного колісного транспортного засобу та виконано оцінку ефективності його гальмування у завантаженому та знятому стані, а також виконано аналіз відповідності отриманих результатів розрахунку міжнародним нормам щодо розподілу гальмівних сил між осями тривісного колісного транспортного засобу. Під час визначення навантаження на балансірний візок багатівісного колісного транспортного засобу прийнято такі припущення: мости балансірного візка замінюємо приведеним мостом (приведеною віссю), який розташовано між переднім та заднім мостами балансірного візка; приймаємо умову, що гальмівні сили, що утворюються гальмівними механізмами переднього та заднього мостів балансірного візка, рівні. Під час побудови кривих реалізованого

зчеплення методика розрахунків зводиться до визначення вертикальних навантажень на осях колісного транспортного засобу та величини реалізації гальмівних сил на цих мостах.

Ключові слова: багатовісний транспортний засіб, балансирний візок, гальмівні сили, нормальні реакції, розподіл нормальних реакцій, ефективність гальмування.

Богомолов Віктор Олександрович¹, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, +38 (057) 700-38-63
bv@khadi.kharkov.ua

Клименко Валерій Іванович¹, доктор технічних наук, завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, +38 (057) 700-38-77,
valeriy.klimenko@gmail.com

Леонтьєв Дмитро Миколайович¹, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, (097) 943-78-85,
dima.a3alij@gmail.com

Махлай Сергій Миколайович², старший експерт, +38 (067) 710-15-91, mak6807@ukr.net

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого 25.

²Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України.

Distribution of normal reactions between the axles of the truck's balancing trolley during braking

Abstract. Problem. The distribution of normal reactions between the axles of a wheeled vehicle when braking is a very important parameter that determines the so-called curves of the realized tire traction. International requirements for the braking of wheeled vehicles uniquely determine the method of calculating the curves of the realized tire traction for a two-axle vehicle. At the same time, multi-axle vehicles with the so-called "balancing trolley" have become widespread in the world of automotive industry. In this regard, it makes sense to consider the balancing trolley in more detail in terms of the calculation of the curves of the realized tire traction. **Goal.** The goal of this work is to develop a mathematical

model of the distribution of normal reactions between the axles of the truck balance in the case of real brake forces between the wheels of the front and rear axle of the truck, which are not linked to each other by an ideal characteristic. **Methodology.** The proposed method of estimating the distribution of normal reactions on the axles of the truck's balancing trolley during its braking allows to estimate the nature of change of the curves of the tire traction depending on the braking coefficient of the vehicle. **Results.** The technique allows to take into account: the weight parameters of the vehicle, the geometric parameters of the vehicle, the effectiveness of braking for heavy vehicles. **Originally.** A new approach is proposed that takes into account the variation of the tilt angle of the balance trolley depending on the load of the heavy vehicle. **Practical value.** Also, in the paper an example of calculation of the curves of the realized tire traction was made as well as an assessment of the braking performance of a heavy vehicle.

Key words: multi-axle vehicle, heavy vehicle, balancer trolley, braking forces, normal reactions, distribution of normal reactions, braking performance, tire traction.

Bogomolov Victor¹, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, +38 (057) 700-38-63
bv@khadi.kharkov.ua

Klimenko Valery¹, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskula, +38 (057) 700-38-77,
valeriy.klimenko@gmail.com

Leontiev Dmytro¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, (097) 943-78-85,
dima.a3alij@gmail.com,

Makhlai Sergiy², Senior Expert,
+38 (067) 710-15-91, mak6807@ukr.net

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 61002, Ukraine, Kharkiv, str. Yaroslava Mudrogo 25.

²The ministry of internal affairs of Ukraine scientific research and forensic Centre of the ministry of internal affairs in Kharkiv region.