

УДК 629.083

Подригало М.А., д.т.н., Назаров В.И.**Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
г. Харьков****ОЦЕНКА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ
ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ В ПРОЦЕССЕ
ЭКСПЛУАТАЦИИ***Обоснован выбор рационального распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля, обеспечивающий доведение до грани одновременного блокирования всех колес при торможении.***Введение**

В настоящее время в теории автомобиля принято считать крутящие и тормозные моменты на колесах внутренними усилиями, а внешними – реакции дороги на колесах. Поскольку сумма внутренних усилий (сил и моментов) всегда равна нулю, то при определении вертикальных динамических реакций на осях автомобилей, обусловленных появлением ускорений при разгоне и торможении, действие крутящих и тормозных моментов не учитывалось.

На основе положений классической механики авторами ранее было доказано, что крутящие и тормозные моменты на колесах являются внешними усилиями по отношению к автомобилю и должны учитываться при расчете суммарных вертикальных динамических реакций дороги на осях.

В настоящей статье определены вертикальные динамические реакции на осях автомобиля при торможении с учетом действия тормозных моментов и определено соответствующее этим реакциям распределение тормозных сил между осями, обеспечивающее одновременное блокирование передних и задних колес.

Анализ последних достижений и публикаций

В известных работах [1, 2, 3] на основе предположения о том, что крутящие и тормозные моменты на колесах являются внутренними усилиями в автомобиле (сумма внутренних сил или моментов согласно классической механике всегда равна нулю), определены суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}; \quad (1)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L}, \quad (2)$$

где R_{z_1} , R_{z_2} – суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля, соответственно;

G_a – общий вес автомобиля;

P_T – суммарная тормозная сила на колесах автомобиля;

L – продольная колесная база автомобиля;

h – высота центра масс автомобиля;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

a , b – расстояние от проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость до передней и задней осей, соответственно.

Для идеального случая, соответствующего предельным силам по сцеплению колес с дорогой, т.е.

$$P_{T_1} = \varphi \cdot R_{z_1}; \quad (3)$$

$$P_{T_2} = \varphi \cdot R_{z_2}, \quad (4)$$

было определено идеальное распределение тормозных сил между осями, выражаемое через долю общей тормозной силы P_T , приходящуюся на переднюю ось

$$\beta_{uo} = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L}, \quad (5)$$

где P_{T_1} , P_{T_2} – предельные по сцеплению суммарные тормозные силы на колесах передней и задней осей, соответственно.

При реализации предельных тормозных сил на осях величина общей тормозной силы определяется известным [1] соотношением

$$P_T = \varphi \cdot G_a. \quad (6)$$

Однако соотношения (1), (2), (3) и (4) справедливы для случая торможения автомобиля, когда колеса находятся не на грани блокирования, а со всеми заблокированными колесами, т.е. для одномассовой расчетной динамической модели. Ранее с использованием положений классической механики и теории механизмов и машин [4] было доказано, что крутящие и тормозные моменты по отношению к четырехзвенному механизму ходовой тележки автомобиля являются внешними усилиями. Для тягового режима движения нами [5] показано, что учет крутящих моментов на колесах позволяет почти на 10 % уточнить величины суммарных динамических реакций дороги на осях автомобиля. Однако для тормозного режима движения автомобиля такое уточнение не сделано.

Цель и постановка задачи исследования

Целью исследования является определения суммарных вертикальных динамических реакций дороги на осях автомобиля при торможении с учетом тормозных моментов на колесах и соответствующего указанным реакциям распределения тормозных сил между осями.

Для достижения заданной цели необходимо решить следующие задачи:

– определить суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля;

– определить предельное распределение тормозных сил между осями автомобиля и провести выбор рационального постоянного значения указанного параметра.

Определение суммарных динамических вертикальных реакций на осях автомобиля

Соотношения (1), (2), (3) и (4) справедливы для случая торможения автомобиля со всеми заблокированными колесами, т.е. для одномассовой расчетной динамической модели. Однако получение выражения (5) было обусловлено [1, 2, 3] необходимостью предотвращения одновременного блокирования передних и задних колес, что оказывает влияние на устойчивость и управляемость автомобиля при торможении. Поэтому необходимо рассмотреть трехмассовую динамическую модель автомобиля, соответствующую торможению с незаблокированными колесами (рис. 1).

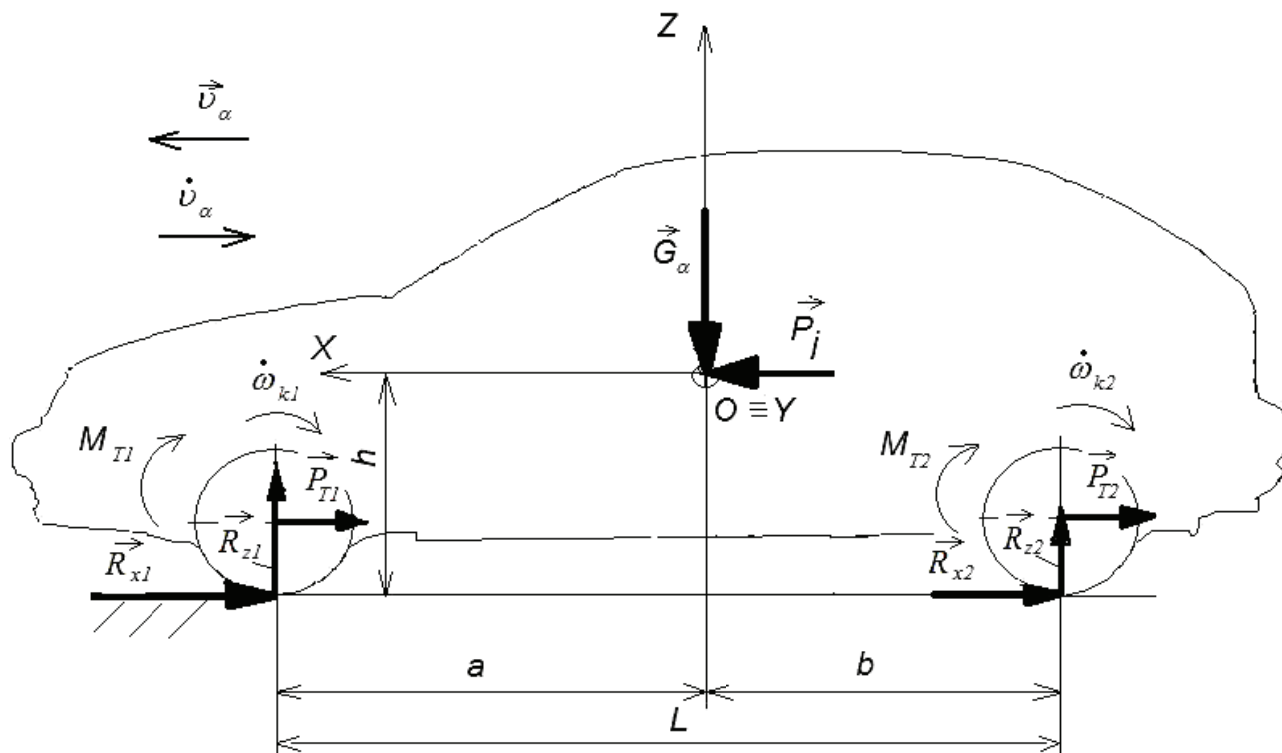


Рис.1. Трехмассовая динамическая модель автомобиля при торможении

Суммарные динамические вертикальные реакции на осях автомобиля могут быть определены с учетом действия тормозных моментов (рис.1)

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_j \cdot \frac{h}{L} - \frac{M_{T1} - I_{K1} \cdot \dot{\omega}_{K1}}{L} - \frac{M_{T2} - I_{K2} \cdot \dot{\omega}_{K2}}{L}, \quad (7)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_j \cdot \frac{h}{L} + \frac{M_{T1} - I_{K1} \cdot \dot{\omega}_{K1}}{L} + \frac{M_{T2} - I_{K2} \cdot \dot{\omega}_{K2}}{L}, \quad (8)$$

где P_j – сила инерции последовательного движения автомобиля,

$$P_j = -m_a \cdot \dot{V}_a = -P_T, \quad (9)$$

где m_a – общая масса автомобиля;

\dot{V}_a – линейное ускорение автомобиля (при торможении $\dot{V}_a < 0$);

M_{T1} , M_{T2} – суммарные тормозные моменты на колесах передней и задней осей, соответственно;

I_{K1} , I_{K2} – суммарные приведенные моменты инерции колес передней и задней осей автомобиля;

$\dot{\omega}_{K1}$, $\dot{\omega}_{K2}$ – угловые ускорения передних и задних колес ($\dot{\omega}_{K1} < 0$ и $\dot{\omega}_{K2} < 0$ при торможении).

Принимается допущение о том, что для левых и правых колес одной оси указанные угловые ускорения одинаковы.

Рассматривая динамику отдельных колес (рис. 1), определим соотношения

$$R_{x_1} = P_{T_1} = \frac{M_{T_1} - I_{K_1} \cdot \dot{\omega}_{K_1}}{r_{\delta_1}}; \quad (10)$$

$$R_{x_2} = P_{T_2} = \frac{M_{T_2} - I_{K_2} \cdot \dot{\omega}_{K_2}}{r_{\delta_2}}, \quad (11)$$

где r_{δ_1} , r_{δ_2} – динамические радиусы передних и задних колес, соответственно.

Подставляя выражение (10) в уравнение (7), а соотношение (11) – в (8), получим

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L}; \quad (12)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{\delta_1}}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L}. \quad (13)$$

Идеальный (реализующий одновременное доведение до грани блокирования передних и задних колес) коэффициент распределения тормозных сил между осями

$$\beta_{уд} = \frac{\varphi \cdot R_{z_1}}{P_T} = \frac{R_{z_1}}{G_a} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{\delta_2}}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{\delta_2} - r_{\delta_1}}{L}}. \quad (14)$$

Для эластичных в радиальном направлении колес автомобиля справедливы соотношения

$$r_{\delta_1} = r_{c\delta_1} - \frac{R_{z_1}}{C_{z_1}}; \quad (15)$$

$$r_{\delta_2} = r_{c\delta_2} - \frac{R_{z_2}}{C_{z_2}}, \quad (16)$$

где $r_{c\delta_1}$, $r_{c\delta_2}$ – свободные радиусы передних и задних колес;

C_{z_1} , C_{z_2} – радиальная жесткость шин передних и задних колес.

Для автомобилей различие в $r_{c\delta_1}$ и $r_{c\delta_2}$ может определяться точностью изготовления шин или неравномерностью их износа, а C_{z_1} и C_{z_2} – неоднородностью материала и различием внутреннего давления в шинах. Таким образом, даже при $r_{c\delta_1} = r_{c\delta_2} = r_{c\delta}$ и $C_{z_1} = C_{z_2} = C_z$ в процессе торможения, с увеличением R_{z_1} и уменьшением R_{z_2} происходит увеличение r_{δ_2} и уменьшение r_{δ_1} .

Это, в свою очередь, приводит к увеличению $\beta_{уд}$ (14).

При допущении того, что в расчетной модели используются жесткие колеса, справедливо соотношение

$$r_{\delta_1} = r_{\delta_2} = r_{c\delta}. \quad (17)$$

С учетом допущения, выражаемого в (17), уравнения (12), (13) и (14) примут вид

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}; \quad (18)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \varphi \cdot \frac{h - r_{c\delta}}{L}; \quad (19)$$

$$\beta = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}. \quad (20)$$

Определение идеального распределения тормозных сил между осями

Анализ выражения (20) и его сравнение с (5) показывает, что учет влияния тормозных моментов M_{T1} и M_{T2} на величины суммарных вертикальных динамических реакций R_{z1} и R_{z2} приводит к меньшей чувствительности коэффициента $\beta_{u\partial}$ и к изменению коэффициента сцепления φ . Коэффициент чувствительности в обоих случаях равен

$$\frac{\partial \beta_{u\partial}}{\partial \varphi} = \frac{h}{L} \text{ – при расчетной формуле (5); (21)}$$

$$\frac{\partial \beta_{u\partial}}{\partial \varphi} = \frac{h - r_{ce}}{L} \text{ – при расчетной формуле (20). (22)}$$

Это означает, что идеальный коэффициент распределения тормозных сил, определенный с учетом тормозных моментов на осях, изменяется в меньших пределах с изменением коэффициента сцепления в пределах от минимального значения $\varphi' = 0,2$ до максимального $\varphi'' = 0,8$.

Максимальное и минимальное значения коэффициента идеального распределения тормозных сил между осями

$$\left\{ \begin{array}{l} (\beta_{u\partial})_{\max} = \frac{b}{L} + \varphi'' \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}, \end{array} \right. \quad (23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (\beta_{u\partial})_{\min} = \frac{b}{L} + \varphi' \cdot \frac{h - r_{ce}}{L} \end{array} \right. \text{ – при расчете по формуле (20);} \quad (24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (\beta_{u\partial})_{\max} = \frac{b}{L} + \varphi'' \cdot \frac{h}{L}, \end{array} \right. \quad (25)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (\beta_{u\partial})_{\min} = \frac{b}{L} + \varphi' \cdot \frac{h}{L} \end{array} \right. \text{ – при расчете по формуле (5).} \quad (26)$$

Изменение коэффициента идеального распределения тормозных сил между осями

$$\Delta \beta_{u\partial} = (\varphi'' - \varphi') \frac{h - r_{ce}}{L} \text{ – при расчете по формуле (20), (27)}$$

$$\Delta \beta_{u\partial} = (\varphi'' - \varphi') \frac{h}{L} \text{ – при расчете по формуле (5). (28)}$$

Таким образом, при учете внешних тормозных моментов на колесах автомобиля на величины суммарных вертикальных динамических реакций на осях, требуемое идеальное распределение тормозных сил между осями изменяется в меньших пределах.

Следует отметить, что автомобили, у которых значение высоты центра масс h равно r_{ce} , имеют динамические вертикальные реакции на осях, равные статическим, т.е.

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L}; \quad (29)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L}. \quad (30)$$

Соответственно, требуемое распределение тормозных сил между осями будет равно

$$\beta_{u\partial} = \frac{b}{L}. \quad (31)$$

Полученные результаты позволяют предложить измененную расчетную схему для определения суммарных вертикальных динамических реакций дороги на осях автомобиля при торможении (рис. 2).

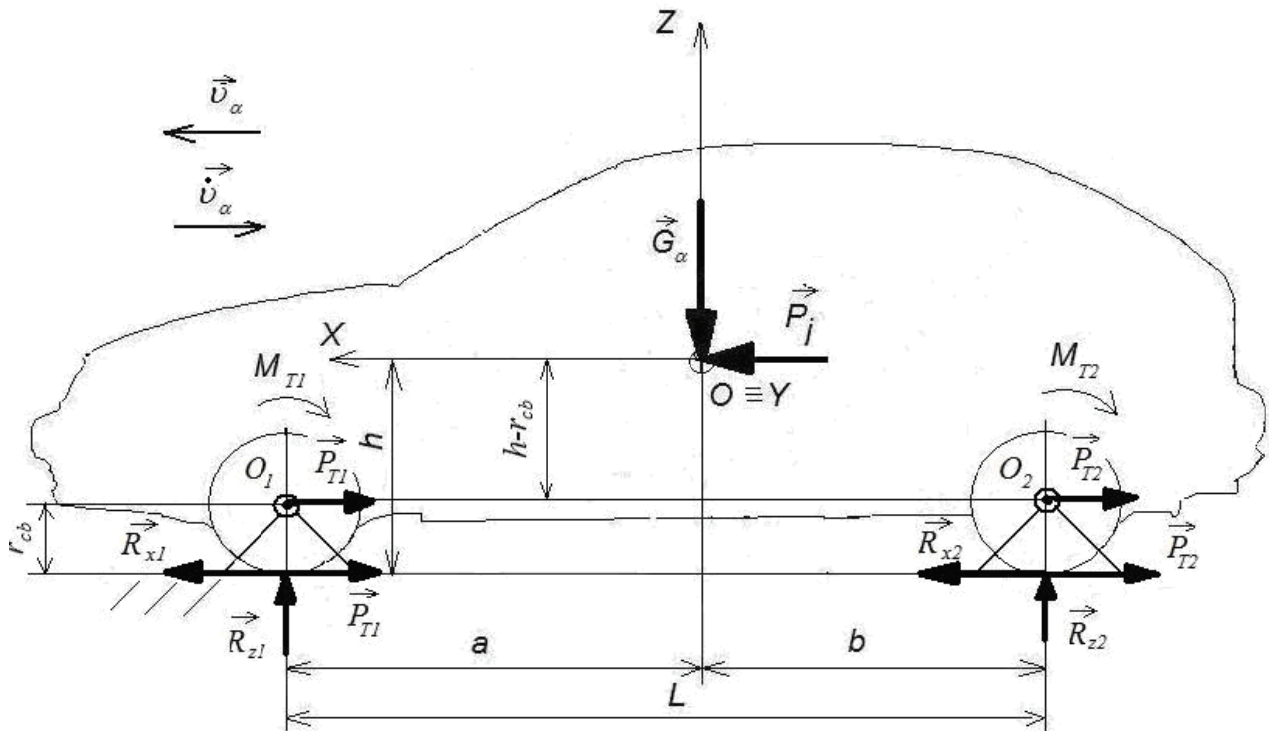


Рис. 2. Предлагаемая расчетная схема для определения суммарных динамических вертикальных реакций R_{z1} и R_{z2} на колесах передней и задней осей автомобиля при торможении

При составлении указанной на рис.2 расчетной схемы учитывалось, что тормозной момент останавливает колесо, а тормозная сила – автомобиль. Представив тормозные моменты M_{T1} и M_{T2} в виде пар сил P_{T1} и P_{T2} с плечами r_{cb} , прикладываем тормозные силы на осях автомобиля O_1 и O_2 . В этом случае, составляя уравнения моментов с использованием принципа Германа-Даламбера-Эйлера для поступательного движения массы автомобиля, получим выражения (18) и (19). Следует отметить, что аналогичный подход к определению динамических реакций на колесах впервые использовался в работе [6].

Определим коэффициент использования сцепного веса автомобиля при торможении при действительном коэффициенте распределения тормозных сил между осями β_o , отличным от β_{uo} . При $\beta_o \neq \beta_{uo}$ передние и задние колеса одновременно блокируются только при одном значении коэффициента сцепления $\varphi = \varphi_0$.

Применяя метод определения коэффициента использования сцепного веса автомобиля, приведенного в работе [3], получим

$$m_x = \begin{cases} \frac{b/L}{b/L + (\varphi_0 - \varphi)(h - r_{cb})/L} & \text{– при опережающем блокировании передних} \\ & \text{колес } (\varphi < \varphi_0); \end{cases} \quad (32)$$

$$\begin{cases} \frac{a/L}{a/L + (\varphi - \varphi_0)(h - r_{cb})/L} & \text{– при опережающем блокировании задних} \\ & \text{колес } (\varphi > \varphi_0). \end{cases} \quad (33)$$

По аналогии с работой [3] из условия равенства коэффициентов использования сцепного веса при минимальном φ' и максимальном φ'' значениях коэффициентов

сцепления определим расчетное значение коэффициента. Выражение для его определения соответствует [3]

$$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L} . \quad (34)$$

Соответственно, рациональное постоянное значение коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось

$$\beta_0 = \frac{b}{L} + \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L} \cdot \frac{h - r_{св}}{L} . \quad (35)$$

Таким образом, учет тормозных моментов при расчете вертикальных динамических реакций на осях автомобиля не оказывает влияние на выбор рационального расчетного коэффициента сцепления φ_0 , но соответствующее этому выбору значение рационального постоянного коэффициента распределения β_0 тормозных сил между осями смещается в область более низких значений. Это обстоятельство обеспечивает более равномерную энергонагруженность передних и задних тормозов при служебных торможениях.

Выводы

1. При расчете суммарных вертикальных динамических реакций на осях автомобиля необходимо учитывать влияние тормозных моментов на передних и задних колесах. Полученные выражения позволяют уточнить указанный расчет, а также уточнить идеальное по условию одновременного блокирования всех колес распределение тормозных сил между осями.

2. Учет тормозных моментов позволяет уменьшить, по сравнению с известной методикой расчета, рациональное значение постоянного действительного коэффициента распределения тормозных сил между осями, что положительно отразится на равномерности нагружения тормозов при служебных торможениях.

Список литературы

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: МАШГИЗ, 1950. – 343 с.
2. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобиля/ Б.Б. Генбом, Г.С. Гудз, В.А Демьянюк. и др. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского государственного университета. – 1962. – 36 с.
4. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало// Автомобильная промышленность, 2007. – №1. – С. 25–26.
5. Подригало М.А. Влияние тяговых моментов на динамическое распределение вертикальных реакций между колесами автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, О.А. Назарько, Н.Н. Потапов // Вестник национального технического университета «ХПИ». –2010. – Вып. 39. – С. 64–74.
6. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора / В.В. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. – М.: Высшая школа, 1977. – 245 с.

Рецензент: к.т.н., доц., М.А. Мастепан, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 18.04.11
© Подригало М.А., Назаров В.І., 2011