

УДК 629.083

Назаров В.И.<sup>1</sup>, Подригало М.А., д.т.н.<sup>2</sup>

1 — ЗАО Запорожский автомобильный завод, г. Запорожье;

2 — ХНАДУ, г. Харьков

## ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

*Предложена методика оценки влияния геометрических, весовых параметров легкового автомобиля и параметров торможения на расположение зоны безопасности водителя и пассажиров.*

### **Введение**

Конструктивное усложнение современных гидравлических тормозных систем легковых автомобилей связано со стремлением удовлетворить требования по надежности и безопасности движения. Требования к эффективности тормозных систем постоянно возрастают. Согласно [1], при торможении рабочей системой автотранспортных средств категории М<sub>1</sub> на горизонтальном участке дороги с ровным, сухим, чистым цемент- или асфальтобетонным покрытием при скорости транспортного средства в начале торможения 40 км/час значения тормозного пути и установившегося замедления должны составлять, соответственно, не более 14,7 м и не менее 7 м/с<sup>2</sup>.

При этом требованием отраслевого стандарта [2] при испытаниях по определению эффективности торможения устанавливается предельный угол разворота автотранспортных средств равный 15°, а требованиями настоящих Правил дорожного движения — 8°, причем автомобиль не должен занимать полосу движения более 3,5 м [3].

Выполнение указанных требований зависит от возможностей тормозной системы по реализации сцепного веса автомобиля при экстренном торможении. Однако эти требования касаются только тормозной системы легкового автомобиля, как исполнительного механизма, и не учитывают влияние параметров торможения на состояние водителя и пассажиров, на которых оказывают воздействие сопровождающиеся вынужденные колебания в вертикальной, продольной и поперечной плоскостях. Это обстоятельство позволяет выдвинуть гипотезу о том, что существует некоторое пороговое значение частоты внешних колебаний поддресоренной массы автомобиля при экстренном торможении, которое, приближаясь к частоте собственных колебаний жизненно важных органов человека, отрицательно влияет на его состояние (работу вестибулярного аппарата, частоту дыхания, сердечный ритм и т.д.).

В таких условиях (хоть и кратковременно) водитель должен безопасно управлять автомобилем. Должна существовать некоторая область (зона безопасности), находясь в которой водитель и пассажиры чувствовали бы себя комфортно и безопасно.

### **Математическая модель движения автомобиля при торможении**

В отличие от классической схемы торможения в таком случае рассматривается торможение с предположением, что центр масс (точка С) автомобиля и его мгновенный центр вращения (точка Р) не совпадают. Это обстоятельство позволяет рассматривать три схемы возможного расположения зоны безопасности при торможении автомобиля, совершающего прямолинейное движение на горизонтальном участке дороги, в частности, с закрепленным рулевым колесом, показанные на рис. 1 — 3.

Уравнение вращательного движения автомобиля в горизонтальной плоскости относительно вертикальной оси  $z$ , проходящей через мгновенный центр вращения — точку  $P$  (см. рис. 1), при экстренном торможении запишется в общем виде:

$$J_{zp} \omega'' = T_1 \left[ y_p \cos(\omega - \delta_1) + (a - x_p) \sin(\omega - \delta_1) \right] + T_2 \left[ y_p \cos(\omega - \delta_2) - (b + x_p) \sin(\omega - \delta_2) \right] + R_{y1} \left[ (a - x_p) \cos(\omega - \delta_1) - y_p \sin(\omega - \delta_1) \right] + R_{y2} \left[ y_p \sin(\omega - \delta_2) - (b + x_p) \cos(\omega - \delta_2) \right] + y_p (F_w - P_j), \quad (1)$$

где  $J_{zp}$  — момент инерции сечения автомобиля в горизонтальной плоскости относительно оси, проходящей через мгновенный центр вращения (точка  $P$ );

$\omega$  — угол отклонения продольной оси автомобиля от направления движения в начальный момент торможения;

$T_1, T_2$  — тормозная сила на передней и задней оси автомобиля, соответственно;

$y_p, x_p$  — координаты мгновенного центра вращения автомобиля на горизонтальной проекции;

$\delta_1, \delta_2$  — углы увода колес на передней и задней оси, соответственно;

$R_{y1}, R_{y2}$  — боковая реакция на колесах передней и задней оси автомобиля;

$a, b$  — координаты центра масс автомобиля;

$P_j$  — инерционная сила автомобиля;

$F_w$  — аэродинамическая сила лобового сопротивления движению автомобиля.

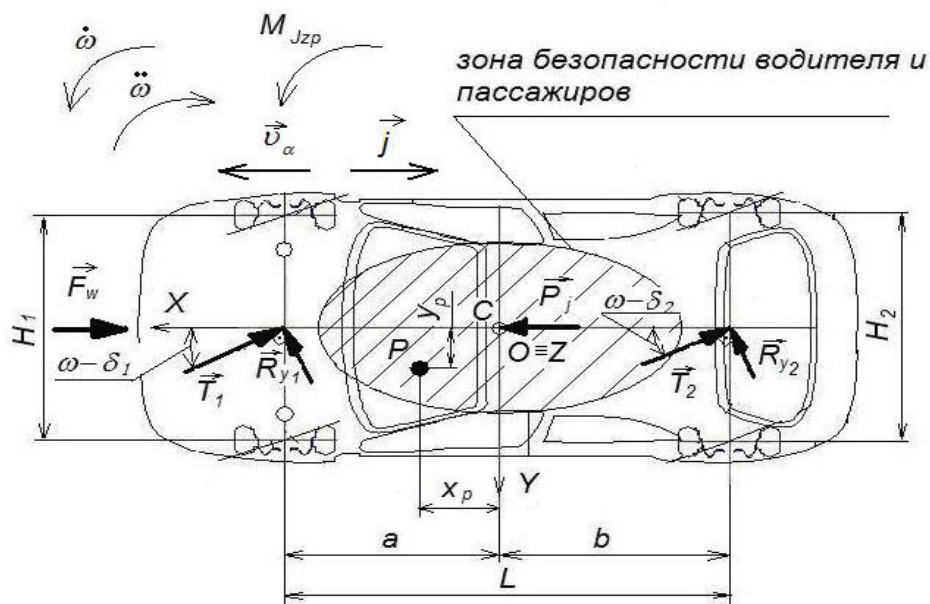


Рис. 1. Схема расположения зоны безопасности (вид сверху)

Учитывая, что при идеальном распределении тормозных сил коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля определяется как

$$\beta = \frac{b + \phi h}{L}, \quad 1 - \beta = \frac{a - \phi h}{L}, \quad (2)$$

где  $\phi$  — коэффициент сцепления с опорной поверхностью;

$h$  — высота расположения центра масс автомобиля;

$L$  — продольная база автомобиля,  
то после подстановки в уравнение (1) и преобразований получим дифференциальное уравнение вращательного движения автомобиля в горизонтальной плоскости в виде:

$$\frac{d\omega^2}{dt^2} = \frac{Mg}{J_{zp}} [\beta K_1 + (1-\beta) K_2 + K_3], \quad (3)$$

где  $J_{zp}$  — момент инерции сечения автомобиля относительно оси  $Z$ , проходящей через мгновенный центр вращения.

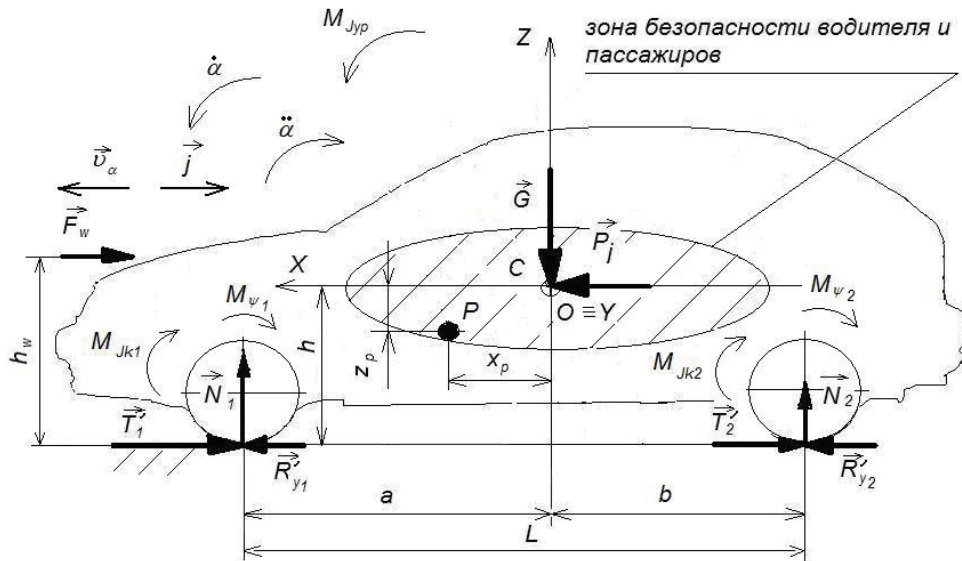


Рис. 2. Схема расположения зоны безопасности (вид сбоку)

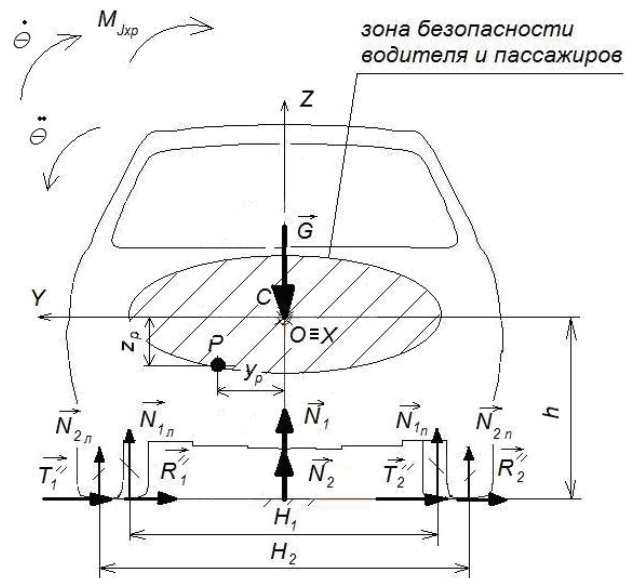


Рис. 3. Схема расположения зоны безопасности (вид сзади)

Уравнение вращательного движения автомобиля в продольной плоскости относительно оси  $Y$ , проходящей через мгновенный центр вращения — точку  $P$  (см. рис. 2), при экстренном торможении запишется в общем виде:

$$J_{yp} \alpha'' = -P_j z_p + N_1 (a - x_p) - T_1' (h - z_p) + R_{y1} (h - z_p) - T_2' (h - z_p) + R_{y2} (h - z_p) - N_2 (b + x_p) + M_{\psi 1} + M_{\psi 2} + G x_p + F_w h_w - \sum_{i=1}^2 M_{J_{ki}}, \quad (4)$$

где  $T_1' = T_1 \cos(\omega - \delta_1)$  и  $T_2' = T_2 \cos(\omega - \delta_2)$  — проекции тормозной силы в продольной плоскости автомобиля на передней и задней оси, соответственно;

$R'_{y1} = R_{y2} \sin(\omega - \delta_1)$  и  $R'_{y2} = R_{y2} \sin(\omega - \delta_2)$  — проекции боковых реакций в продольной плоскости автомобиля на передней и задней оси, соответственно;

$N_1$  и  $N_2$  — вертикальные реакции на колесах на передней и задней оси, соответственно;

$M_{\psi 1}$  и  $M_{\psi 2}$  — моменты сопротивления качению колес на передней и задней оси, соответственно;

$M_{J_{ki}}$  — момент инерции вращающихся масс на  $i$ -ой оси автомобиля.

После подстановки в уравнение (4) и соответствующих преобразований получим дифференциальное уравнение вращательного движения автомобиля в продольной плоскости при торможении в виде:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{Mg}{J_{yp}} [\beta K_4 + (1 - \beta) K_5 + K_6], \quad (5)$$

где  $J_{yp}$  — момент инерции сечения автомобиля относительно оси  $y$ , проходящей через мгновенный центр вращения.

Уравнение вращательного движения автомобиля в поперечной плоскости относительно вертикальной оси  $X$ , проходящей через мгновенный центр вращения — точку  $P$  (см. рис. 3), при экстренном торможении запишется в общем виде:

$$J_{xp} \theta'' = (N_1 + N_2) y_p - G y_p + (R''_{1l} + R''_{2l} + R''_{1n} + R''_{2n}) h + (T''_{1l} + T''_{1n} + T''_{2l} + T''_{2n}) h, \quad (6)$$

где  $T''_1 = T''_{1l} + T''_{1n} = T_1 \sin(\omega - \delta_1)$  — проекция тормозной силы на передней оси на поперечную плоскость автомобиля;

$T''_2 = T''_{2l} + T''_{2n} = T_2 \sin(\omega - \delta_2)$  — проекция тормозной силы на задней оси на поперечную плоскость автомобиля;

$R''_1 = R''_{1l} + R''_{1n} = R y_1 \cos(\omega - \delta_1)$  — проекция боковой силы на передней оси на поперечную плоскость автомобиля;

$R''_2 = R''_{2l} + R''_{2n} = R y_2 \cos(\omega - \delta_2)$  — проекция боковой силы на задней оси на поперечную плоскость автомобиля.

После преобразований получим дифференциальное уравнение вращательного движения автомобиля в поперечной плоскости относительно вертикальной оси  $x$ , проходящей через мгновенный центр вращения, в виде:

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{Mgh}{J_{xp}} [\beta K_7 + (1 - \beta) K_8], \quad (7)$$

где  $J_{xp}$  — момент инерции сечения автомобиля относительно оси  $X$ , проходящей через мгновенный центр вращения.

### **Выводы**

1. Анализ полученных дифференциальных уравнений (4), (6), (8) показывает, что при торможении автомобиля существует взаимосвязь между угловыми ускорениями колебаний поддресоренной массы вокруг осей, перпендикулярных соответствующим плоскостям вращения и проходящих через мгновенный центр вращения, с углом отклонения его продольной оси  $\omega$ , коэффициентом распределения тормозных сил между осями  $\beta$  и его конструктивными и весовыми параметрами.

2. Приближение значения частоты вращения поддресоренной массы автомобиля вокруг центра мгновенного вращения в каждой из плоскостей к некоторому пороговому значению, соответствующему частоте колебания того или иного жизненно важного органа человека, может вызвать резонансное явление, что негативно скажется на состоянии водителя и пассажиров.

3. Для обеспечения безопасного движения при торможении возможным является корректировка этого порога коэффициентом распределения тормозных сил между осями  $\beta$ , т.е. введение в тормозные контуры регуляторов тормозных сил между осями с прогрессивной характеристикой.

4. Полученные дифференциальные уравнения динамики торможения автомобиля учитывают не только координаты его центра масс, но и расположение мгновенного центра вращения, оказывающего влияние на зону безопасности водителя и пассажиров, которая в трехмерном пространстве представляет собой объединение трех поверхностей вращения относительно соответствующих осей, например эллипсоидов вращения.

### **Список литературы**

1. Тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования: ГОСТ 22895-77. Введ. 01.01.81. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 15 с.
2. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. ОСТ 37.001.067-86. — Введ. 01.01.88. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 61 с.
3. Правила дорожного движения / Научно-исследовательский центр безопасности дорожного движения МВД Украины и ГУГАИ МВД Украины. — К.: Издательский дом «Третий Рим», 2007. — 48 с.

Стаття надійшла до редакції 09.10.09  
© Назаров В.І., Подригало М.А., 2009