

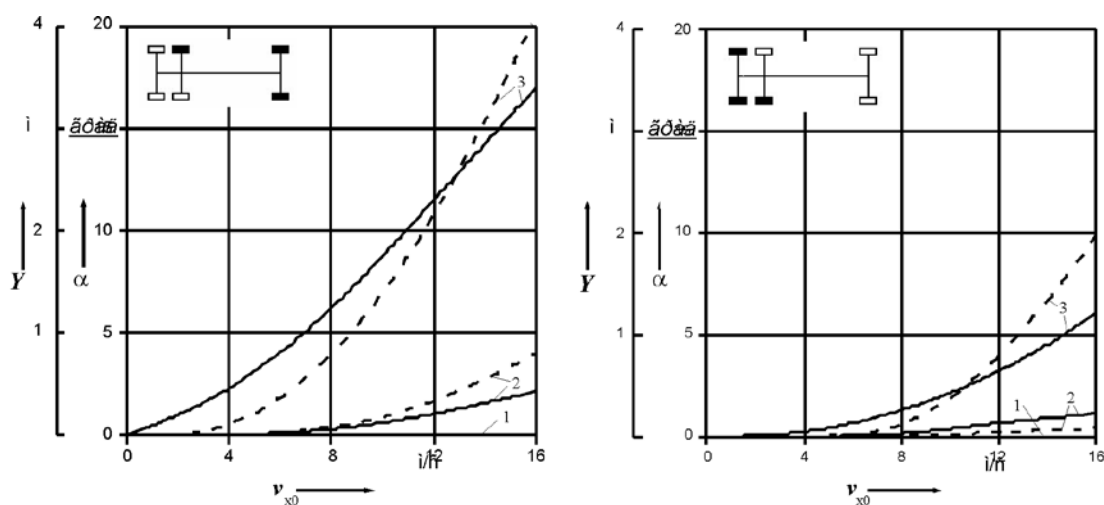


Рис. 2. Зависимость угла разворота автомобиля и смещения его центра масс при торможении различными колесами: — α – угол разворота автомобиля относительно его начального положения; — Y – боковое смещение центра масс автомобиля относительно начального направления его продольной оси; 1, 2, 3 – соответственно заблокированный, частично заблокированный и дифференциальный силовой привод

Блокирование трансмиссии при отказе одного из контуров тормозного привода или нарушении регулировок тормозов позволяет значительно повысить эффективность и устойчивость торможения полноприводных автомобилей и, следовательно, их безопасность.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА КОЛЕСАХ АВТОПОЕЗДА СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

¹Сеидов Р.Б., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: frol44kos@gmail.com;

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

На динамику торможения автопоездов существенное влияние оказывают их характерные особенности: наличие шарнирной связи звеньев автопоезда, допускающей их высокую относительную подвижность в горизонтальной плоскости, перераспределение нагрузки между звеньями при торможении и другое. Они значительно усложняют процесс торможения и исключают применение некоторых расчетных формул, полученных для одиночных автомобилей с обычной конструктивной схемой.

При определении нормальных реакций на осях автопоезда при торможении принимаются постоянные

значения коэффициентов распределения тормозных сил. Уравнения равновесия недостаточны для определения реакций – дополнительным условием является равенство замедлений тягача и прицепа (полуприцепа) при торможении. Нормальные реакции на осях прямо пропорциональны общей тормозной силе автопоезда и зависят от ее распределения между осями.

Блокирование передней и задней осей седельного автопоезда вызывает, как и у одиночного автомобиля, потерю управляемости и устойчивости. Блокирование же задней оси тягача значительно менее опасно. При этом сохраняется управляемость и невелика интенсивность нарастания заноса, поскольку при заносе мгновенные центры поворота тягача и полуприцепа расположены с противоположных сторон автопоезда.

Устойчивость автопоезда против заносов при торможении в значительной мере зависит от направления усилий в сцепке. Для прицепных автопоездов рекомендуется сохранять «растянутость». У седельных автопоездов, как показало исследование [1], это требование можно выполнить только за счет значительного недоиспользования сцепного веса для создания тормозной силы, что влечет за собой соответствующее увеличение тормозного пути. Поэтому в большинстве конструкций полуприцеп стремится наезжать на тягач.

А.Б. Гредескулом [1] предложены коэффициенты распределения тормозных сил на осях автопоезда:

$$\beta_1 = \frac{\gamma l(\phi h_{cn} + b_n) + L_n(\phi h_c + b) + \phi h_k(b + \gamma b_n) + \phi^2 h_k(h_c + \gamma h_{cn})}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \quad (1)$$

$$\beta_2 = \frac{\gamma(L - l)(\phi h_{cn} + b_n) - L_n(\phi h_c - a) + \phi h_k(a - \gamma b_k) - \phi^2 h_k(h_c + \gamma h_{cn})}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \quad (2)$$

$$\beta_3 = \frac{\gamma(\phi h_k - \phi h_{cn} + a_n)}{L(1 + \gamma)(\phi h_k + L_n)}; \quad (3)$$

где L, a, b, h_c – база и координаты центра масс тягача, м; L_n, a_n, b_n, h_{cn} – база и координаты центра масс полуприцепа, м; h_k – высота расположения точки сцепки, м; l – смещение точки сцепки вперед относительно задней оси тягача, м; γ – отношение веса полуприцепа к весу тягача.

Таким образом, при определенном соотношении тормозных сил у седельного автопоезда возможно одновременное блокирование колес всех осей, соответствующее коэффициенту сцепления φ_o .

Для седельных автопоездов предлагается применять ту же общую методику выбора соотношения тормозных сил на осях, что и для одиночного автомобиля, согласно которой при низком коэффициенте сцепления $\varphi_{\min}$ и высоком $\varphi_{\max}$ должны быть обеспечены одинаковые значения коэффициентов использования сцепного веса m . Для этого надо сначала определить коэффициент сцепления φ_o , соответствующий одновременно блокированию всех осей, из квадратного уравнения:

$$k_1 \varphi_i^2 + k_2 \varphi_o + k_3 = 0. \quad (4)$$

Коэффициенты k_1 , k_2 и k_3 равны [1]:

$$\begin{aligned} k_1 &= a_n h_k (G h_c + G_n h_{cn}); \\ k_2 &= G [b(L_n h_{cn} - b_n h_k) + a_n h_c (L_n - \varphi_{\min} h_k)] + \\ &\quad + G_n [l(L_n h_{cn} - b_n h_k) + a_n h_k (b_n - \varphi_{\min} h_{cn})]; \\ k_3 &= G [\varphi_{\max} b(b_n h_k - L_n h_{cn}) - \varphi_{\min} a_n L_n h_c] + \\ &\quad + G_n \left[\varphi_{\max} b_n \left(b_{nk} \frac{l}{L_n} h_{cn} - h \right) - \right. \\ &\quad \left. - \varphi_{\min} a_n \left(b_n h_k + l h_{cn} - b_n \frac{l}{L_n} h_k \right) \right], \end{aligned} \quad (6)$$

где G и G_n – соответственно силы тяжести тягача полуприцепа, Н.

Затем по полученному φ_o находят β_1 , β_2 и β_3 из выражений (1–3).

Максимальные тормозные моменты на осях рассчитываются из условия опережающего блокирования колес оси полуприцепа при высоком коэффициенте сцепления. Максимальный момент на оси полуприцепа $M_{\tau 3 \max}$ при этом равен:

$$M_{\tau 3 \max} = \frac{G_n a_n \beta_3 \varphi_{\max} r_o}{\beta_3 L_n + \varphi_{\max} \left[h_{cnk} \frac{G_n}{G + G_n} - h \left(\frac{G_n}{G + G_n} - \beta_3 \right) \right]}. \quad (7)$$

Максимальные тормозные моменты на остальных осях определяются на основании полученных ранее значений коэффициентов тормозных сил.

Использование в конструкции автопоездов полученных зависимостей позволит повысить не только устойчивость, но и эффективность торможения.

Список литературы

1. Гредескул А.Б. Динамика торможения автомобиля. Автореферат дис. ... докт. техн. наук. Москва, 1964. – 32с.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛОНН

¹Сулейманов К.Э., ²Свиридов Е.В.

¹Пермский военный институт внутренних войск МВД России, Пермь, e-mail: kupa@beksuleimanov@yandex.ru;

²Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь

Тема безопасности эксплуатации автомобильной техники, в части касающейся безопасности дорожного движения, всегда является актуальной.

При этом анализ ДТП по способу движения машин при их совершении показывает, что в 2014 году 58% от всего количества ДТП, совершенных транс-

портом силовых структур допущено при движении машин в колонне.

Исходя из этого, устранение причин аварийности выступает сегодня одним из главных государственных приоритетов в защите человека, его здоровья и имущественных интересов.

В настоящее время наряду с вопросами исключения «человеческого фактора» реализуются мероприятия по оборудованию проезжей части и прилегающей территории различными элементами повышения безопасности дорожного движения. Особое внимание обращено на повышение уровня технического состояния транспортных средств, их активной и пассивной безопасности.

Одним из очевидных путей повышения подвижности и безопасности движения автомобильной техники является ее оснащение бортовыми автоматизированными системами управления движением вообще и, в частности, системами предупреждения столкновений автомобилей (СПСА).

Основное назначение систем предупреждения столкновений – исключить ошибки субъективного восприятия водителем дорожной ситуации, оказать водителю помощь в управлении автомобилем в критических ситуациях. При малом времени срабатывания, они в значительной степени решают задачи не только предупреждения ДТП, но и более полной реализации потенциальных скоростных возможностей транспортных средств, сокращения дистанции между автомобилями в колонне без нарушения условий безопасности движения. Кроме того, работоспособность большинства таких систем не зависит от времени суток и атмосферных явлений, что позволит уменьшить количество столкновений в неблагоприятных для водителя условиях.

В основе критерия функционирования СПСА лежит дистанция безопасности до препятствия, под которой понимается минимальная дистанция до препятствия движению (в частности, до лидирующего автомобиля), при достижении которой в случае наличия относительной скорости должно быть начато торможение.

Современное состояние и перспективное развитие малогабаритных радиолокационных систем, а также систем управления элементами конструкции автомобиля позволяет перейти к разработке СПСА на новом, более высоком уровне. Однако остается нерешенным вопрос алгоритмизации бортового вычислительного устройства (БВУ) СПСА в соответствии со всеми режимами движения автомобилей.

Рассматриваемые ранее математические выражения для расчета безопасной дистанции между двумя автомобилями, двигающимися в попутном направлении, распространялись исследователями на все звенья транспортного потока (колонны). Эти же уравнения закладывались в виде алгоритма функционирования в БВУ СПСА. Однако в случае наезда на неподвижное препятствие автомобилем-лидером без предпринятой попытки остановки, вероятность столкновения базового автомобиля возрастает настолько, что избежать ДТП очень трудно. Это объясняется тем, что при расчете безопасной дистанции считается, что автомобиль-лидер останавливается не мгновенно, а имеет определенный остановочный путь. Величина остановочного пути есть функция нескольких переменных $S=f(v, \varphi, t)$, таких как скорость v , коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью φ и время реакции (задержки) системы t .

Запас безопасной дистанции S компенсирует неточности работы системы и в идеале соответствует конечному расстоянию между автомобилями после