

Таким образом, для трансмиссий большегрузных автомобилей с ГМП наилучшие динамические характеристики переходных процессов могут быть получены при использовании фрикционной пары сталь–металлокерамика.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой. – Трение и износ, 1981, т. II, № 4, с. 687–692. 2. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические передачи быстроходных гусеничных машин. – М., 1980. – 200 с. 3. Самарцев С.Б. Влияние упругих свойств динамической системы автомобиля с ГМП на показатели качества переходных процессов. – Изв. вузов: Машиностроение, 1982, № 8, с. 58–61. 4. Самарцев С.Б., Корейко В.Я., Митяев А.Ф. Выбор закона включения муфты автомобиля по критериям оптимальности. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1983, № 18, с. 36–41. 5. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности/Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк. – Автомобильная промышленность, 1982, № 7, с. 15–17.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л. ПЕКЕР, канд.техн.наук (БПИ),
Е.М. ГЕЦОВИЧ, канд.техн.наук (ХАДИ)

ОБ ИЗМЕНЕНИИ СУММАРНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ НА ПОВОРОТЕ

Максимальное значение постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля в случае его торможения на прямолинейном участке дороги и отсутствии возмущающих факторов определяется по формуле [1]:

$$P_{T \max}^{\circ} = \varphi G_a, \quad (1)$$

где φ – коэффициент сцепления, G_a – вес автомобиля.

Отличительной особенностью торможения автомобиля на повороте является то, что необходимо уменьшить суммарную тормозную силу, так как возникающая при криволинейном движении боковая сила приводит к блокированию колес и заносу автомобиля при значениях $P_{T \max}^{\circ}$, определяемых формулой (1). Необходимое уменьшение суммарной тормозной силы зависит от ряда факторов: радиуса поворота; начальной скорости торможения; основных конструктивных характеристик автомобиля (в первую очередь от отношения высоты центра масс к базе и колес, а также распределения статической нагрузки между мостами автомобиля).

Одной из задач, связанных с разработкой автоматических устройств управления торможением, является анализ влияния перечисленных факторов на оптимальный уровень суммарной тормозной силы, обеспечивающей максимальную эффективность торможения автомобиля при сохранении им устойчивости против заноса и опрокидывания.

Для решения этой задачи введем коэффициент K , определяемый соотношением:

$$K = P_{T \max} / P_{T \max}^{\circ}, \quad (2)$$

где $P_{T \max}^{\circ}$ – максимальное значение постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля, при которой не происходит потери устойчивости при его торможении на повороте постоянного радиуса.

В качестве критерия выбора значения K и, следовательно, значения $P_{T \max}^{\circ}$, примем минимальный тормозной путь автомобиля при его торможении на повороте с учетом ограничений, накладываемых требованиями курсовой и траекторной его устойчивости, а также устойчивости против опрокидывания:

$$L = S_T + \sum_{i=1}^3 F_i(K) \rightarrow \min, \quad (3)$$

где S_T – тормозной путь автомобиля; F_i – составляющие штрафной функции, учитывающие ограничения по показателям соответственно курсовой ($i = 1$), траекторной ($i = 2$) устойчивости и устойчивости против опрокидывания ($i=3$)

$$F_1(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } |\gamma(K)| \leq \gamma_{\max}; \\ \lambda' [|\gamma(K)| - \gamma_{\max}]^2, & \text{если } |\gamma(K)| > \gamma_{\max}; \end{cases} \quad (4)$$

$$F_2(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } z_{\max}(K) \leq 0,5h; \\ \lambda'' [z_{\max}(K) - 0,5h]^2, & \text{если } z_{\max}(K) > 0,5h; \end{cases} \quad (5)$$

$$F_3(K) = \begin{cases} 0, & \text{если } R_{z \min}(K) \geq 0; \\ \lambda''' [R_{z \min}(K)]^2, & \text{если } R_{z \min}(K) < 0; \end{cases} \quad (6)$$

$\gamma(K)$ – угловое отклонение автомобиля относительно касательной к осевой линии полосы движения; γ_{\max} – допустимое угловое отклонение; $z_{\max}(K)$ – линейное отклонение габаритной точки автомобиля, наиболее удаленной от осевой линии полосы движения; h – ширина допускаемого "коридора безопасности"; $R_{z \min}(K)$ – вертикальная нагрузка на наименее нагруженное колесо автомобиля (отрицательные значения $R_{z \min}(K)$ – при отрыве колеса от поверхности дороги); $\lambda', \lambda'', \lambda'''$ – весовые коэффициенты, значения которых принимаются достаточно большими, с тем чтобы ограничения (4)...(6) были чувствительны к выходу значений $\gamma(K)$, $z_{\max}(K)$ и $R_{z \min}(K)$ за пределы допустимых.

Значения S_T , $\gamma(K)$, $z_{\max}(K)$, $R_{z \min}(K)$ определяются интегрированием системы дифференциальных уравнений, входящих в пространственную математическую модель автомобиля [2]. Минимальное значение L находится путем одномерного поиска.

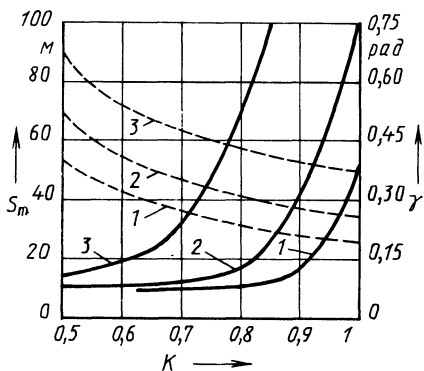


Рис. 1. Графики зависимостей $S_T(K)$ и $\gamma(K)$ при торможении автомобиля на повороте с различной начальной скоростью: 1 - $v_0 = 16,7$ м/с; 2 - $v_0 = 19,4$; 3 - $v_0 = 22,2$ м/с; --- тормозной путь; — угловое отклонение

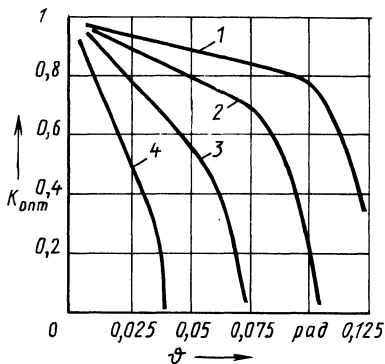


Рис. 2. Оптимальное значение коэффициента изменения суммарной тормозной силы K в зависимости от угла поворота ϑ управляемых колес автомобиля и начальной скорости торможения v_0 : 1 - $v_0 = 16,7$ м/с; 2 - $v_0 = 19,4$; 3 - $v_0 = 22,2$; 4 - $v_0 = 24,5$ м/с

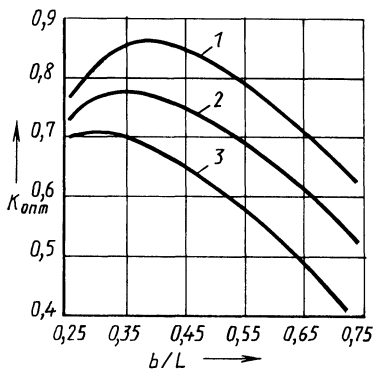


Рис. 3. Оптимальное значение коэффициента изменения суммарной тормозной силы в зависимости от основных конструктивных характеристик автомобиля: 1 - $h_g/L = 0,2$; 2 - $h_g/L = 0,25$; 3 - $h_g/L = 0,3$; $v_0 = 16,7$ м/с

Описанная задача решалась численными методами на ЭВМ ЕС-1035. Одномерный поиск выполнялся с помощью разработанного алгоритма, в основе которого лежит метод дихотомии [3]. Интегрирование системы дифференциальных уравнений проводилось методом Рунге—Кутты четвертого порядка [4]. Показанный на рис. 1 характер изменения двух кинематических показателей процесса торможения — тормозного пути и углового отклонения автомобиля относительно касательной к осевой линии полосы движения — соответствует случаю поворота управляемых колес на угол $\vartheta = 0,045$ рад; $h_g/L = 0,2$; $b/L = 0,5$ (b — ширина колеи; L — база автомобиля; h_g/L — относительная высота центра масс автомобиля, b/L — доля статической нагрузки, приходящейся на передний мост).

Основные результаты расчетов, выполненных для автомобиля полной массой 1400 кг, с базой 2,4 м, колеи 1,35 м для случая его торможения на сухом асфальтобетонном покрытии ($\varphi = 0,75$), приведены на рис. 2 и 3.

Для зависимости $K_{\text{опт}} = K(\vartheta)$ при любой начальной скорости торможения характерны два участка, на которых изменение $K_{\text{опт}}$ достаточно хорошо аппроксимируется линейной функцией. С увеличением начальной скорости торможения $K_{\text{опт}}$ уменьшается.

Как видно из графиков (рис. 3), при увеличении отношения h_g/L в 1,5 раза ($b/L = 0,4$) значения $K_{\text{опт}}$ уменьшаются в 1,26 раза. Это обусловлено более значительным перераспределением нагрузки между колесами каждого из мостов при торможении автомобиля на повороте. Кроме того, для автомобилей со значительно смещенным вперед центром масс ($b/L \geq 0,6$) труднее добиться высокой эффективности торможения на повороте по сравнению с автомобилями, имеющими обычные компоновочные соотношения, причем большее снижение ее характерно для автомобилей с высоко расположенным центром масс ($h_g/L = 0,3$).

Таким образом, проведенные исследования позволили установить следующее.

1. Существует оптимальный уровень постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля, обеспечивающий минимальный тормозной путь его на повороте при сохранении устойчивости против заноса и опрокидывания.

2. Оптимальный уровень суммарной тормозной силы при любой начальной скорости торможения может быть представлен в виде кусочно-линейной зависимости от угла поворота управляемых колес.

3. Наиболее существенно влияние основных компоновочных характеристик автомобиля на суммарную тормозную силу проявляется для автомобилей со смещенным вперед и высоко расположенным центром масс ($h_g/L \geq 0,3$; $b/L \geq 0,6$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Б у х а р и н Н.А. Тормозные системы автомобилей. – М.-Л., 1950. – 292 с.
2. П е к е р Ф.Л. Динамика торможения короткобазных автомобилей с гидравлическим тормозным приводом: Автореф. Дис.... канд.техн.наук. – Харьков, 1984. – 22 с.
3. М о и с е в Н.Н., И в а н и л о в Ю.П., С т о л я р о в а Е.М. Методы оптимизации. – М., 1978. – 351 с.
4. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. Минск, 1978, вып. 17. – 116 с.

УДК 629.114.2.02-592

Н.В. БОГДАН, канд.техн.наук (БПИ)

СОВМЕСТНОЕ ТОРМОЖЕНИЕ ТРАКТОРА МОТОРНЫМ ТОРМОЗОМ-ЗАМЕДЛИТЕЛЕМ И РАБОЧИМИ ТОРМОЗАМИ

Торможение тракторов, оборудованных ВТС, можно производить рабочими тормозами при включенной муфте сцепления и моторным тормозом-замедлителем совместно. При таком торможении возникает дополнительная сила торможения моторным тормозом-замедлителем. Противоположно ей направлена приведенная к колесам трактора инерционная сила двигателя и связанных с ним частей, вследствие чего интенсивность торможения снижается.