

В. П. ЛОБАХ, А. А. МЕТТО, И. М. ЛОБАРЕВ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Могилев, Беларусь

На автомобиль при торможении действуют силы, показанные на рис. 1.

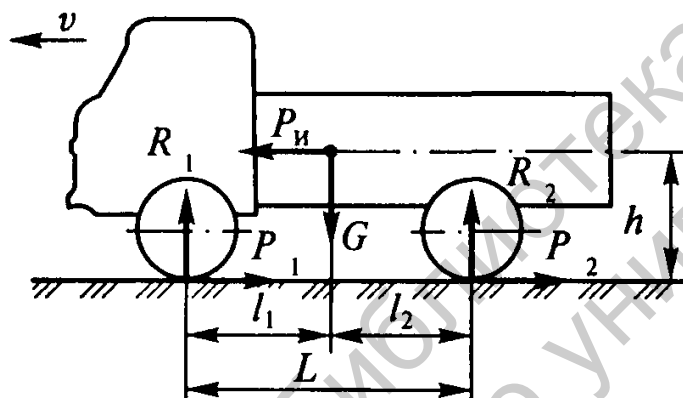


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

Реализуемая тормозная сила (сила трения между дорогой и колесом) зависит от вертикальной нагрузки, сцепления колеса с дорогой и управляющего усилия

$$P = R \cdot \varphi, \quad (1)$$

где R – вертикальная реакция на колесо; φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Вертикальная нагрузка и коэффициент сцепления могут изменяться в несколько раз. При этом на передних колесах нагрузка возрастает, а на задних – снижается, при увеличении интенсивности торможения.

Коэффициент сцепления колеса с дорогой зависит также и от степени блокировки колеса, которая оценивается относительным коэффициентом скольжения

$$\lambda = (1 - \omega r / v) \cdot 100\%, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость колеса; r – радиус колеса; v – скорость автомобиля.

При 100 % проскальзывании колеса (полный юз) сцепление его с дорогой снижается до 30 %, а при 20–30 % проскальзывании (частичный юз) – коэффициент сцепления наибольший. Последняя зависимость используется в работе антиблокировочных систем (АБС), которые значительно повышают эффективность торможения, управляемость и устойчивость автомобиля при торможении. Их недостатками являются значительная сложность и стоимость.

Применяемые более простые регуляторы тормозных сил (РТС), устанавливаемые в приводе тормозных механизмов задних колес, обладают тем недостатком, что не обеспечивают требуемую эффективность торможения в реальных дорожных условиях.

Из рис. 1 получим расчетные формулы для определения значений реакций R_1 и R_2 и реализуемых тормозных сил на передней P_1 и задней P_2 осях, соответственно, при различных коэффициентах сцепления φ .

Результаты расчетов сведем в табл. 1.

Табл. 1. Результаты расчетов

φ	$R_1, Н$	$R_2, Н$	$P_1, Н$	$P_2, Н$
0,9	9,5	0,5	8,55	0,45
0,8	9,0	1,0	7,20	0,80
0,7	8,5	1,5	5,95	1,05
0,6	8,0	2,0	4,80	1,20

Из табл. 1 следует, что при конструировании тормозных механизмов задних колес по эффективности на реализуемую тормозную силу (например, для $\varphi = 0,7$; $P_2 = 1,05$), создаваемая тормозным механизмом сила будет равна ей, т. е. $P_{C2} = 1,05$ и полностью реализуется при торможении по условиям сцепления. На дорогах с $\varphi > 0,7$ (например, для $\varphi = 0,8$; $P_2 = 0,8$) задние колеса будут блокироваться, т. к. создаваемая тормозным механизмом сила $P_{C2} = 1,05$ не может быть реализована, что потребует для их разблокирования уменьшения создаваемой тормозным механизмом силы. На дорогах с $\varphi < 0,7$ сцепной вес задних колес будет недоиспользоваться, т. к. $P_2 > P_{C2}$ (например, для $\varphi = 0,6$; $P_2 = 1,2$; $P_{C2} = 1,05$).

Таким образом, РТС не исключает блокировку колес и не позволяет достичь наибольшей эффективности торможения.

Авторами предлагается вариант решения этой проблемы путем установки дополнительного устройства в конструкцию привода тормозных механизмов задних колес. При этом алгоритм решения задачи состоит в том, что при блокировке колеса по сигналу датчика его угловой скорости производится снижение давления тормозной жидкости в контуре привода тормозных механизмов задних колес.