

АНАЛИТИЧЕСКОЙ СПОСОБ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Бул макалада дөңгөлөктүү машиналардын тормоздолуудагы натыйжалуулугун баалоого талдоо жасалган.

В данной статье сделан анализ оценки эффективности торможения колесных машин.

In given article the analysis of an estimation of efficiency of braking of wheel cars is made.

Эффективная работа тормозной системы в целом зависит от полноты использования сцепления на каждом колесе автомобиля, которая может быть оценена степенью реализации коэффициента сцепления (q):

$$q = \frac{\varphi_{cp}}{\varphi_{max}}; \quad \varphi_{cp} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \varphi(t) dt,$$

где φ_{cp} – среднее значение реализованного коэффициента сцепления в интервале времени t_1 и t_2 ; φ_{max} – максимальная величина коэффициента сцепления колеса с дорогой для рассматриваемых условий.

Ниже излагается аналитический способ определения q на затормаживаемом колесе при импульсном изменении тормозного момента с различной амплитудой и частотой.

При составлении уравнений движения колеса принять следующие допущения:

1. Вертикальная нагрузка на колесе постоянная, т.е. $z = \text{const}$.
2. Изменение коэффициента сцепления по относительному проскальзыванию (рис. 1) происходит по законам:

$$\varphi = ks \quad \text{при} \quad 0 < s < s_{кр}; \quad (1)$$

$$\varphi = \varphi_{max} - n(s - s_{кр}) \quad \text{при} \quad s_{кр} < s < 1; \quad (2)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_a}, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость затормаживаемого колеса; ω_a – угловая скорость ведомого колеса.

Начальная фаза торможения (участок 1, рис. 2) характеризуется увеличением давления в тормозном приводе и ростом тормозного момента.

Угловая скорость затормаживаемого колеса ω при этом отклоняется от угловой скорости ведомого колеса ω_a , что сопровождается увеличением реализуемого коэффициента сцепления.

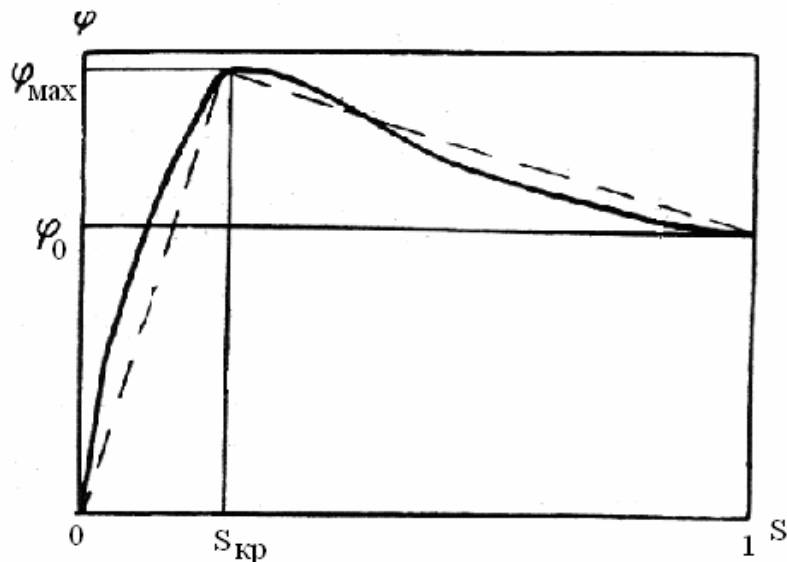


Рис.1. Изменение коэффициента сцепления по относительному проскальзыванию

Ввиду того, что при экстренном торможении начальная фаза весьма кратковременна и не является характерной для всего процесса, анализ проводится лишь для установившегося режима торможения при импульсном изменении тормозного момента с частотой ν и амплитудой A . При этом для колеса, не оснащенного устройством, установившееся значение тормозного момента (по приводному усилию) $M_{\text{тор}}$ может не соответствовать моменту по сцеплению M_ϕ на величину $\pm\Delta M$. Это несоответствие вызывает угловое замедление (ускорение) колеса, величина которого в общем случае будет равна:

$$\pm \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I} [M_T(t) - M_\phi] \quad (4)$$

I – момент инерции колеса.

Выразив M_ϕ через вертикальную нагрузку, коэффициент сцепления и радиус колеса r , получим:

$$\pm \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I} \left[M_T(t) - M_{\phi_{\text{max}}} + zrn(1 - s_{\text{kp}}) - \frac{zrn\omega}{\omega_a} \right] \quad (5)$$

Учитывая кратковременность рассматриваемого процесса, с некоторым приближением можно принять $\omega_a = \text{const}$; тогда уравнение (5) приводится к линейному уравнению с правой частью вида:

$$\frac{d\omega}{dt} + P\omega = Q, \quad \text{-----} \quad (6)$$

где

$$P = \frac{zrn}{\omega_a I};$$

$$Q = \frac{1}{I} [M_T(t) - M_{\varphi \max} + zrn(1 - s_{кр})].$$

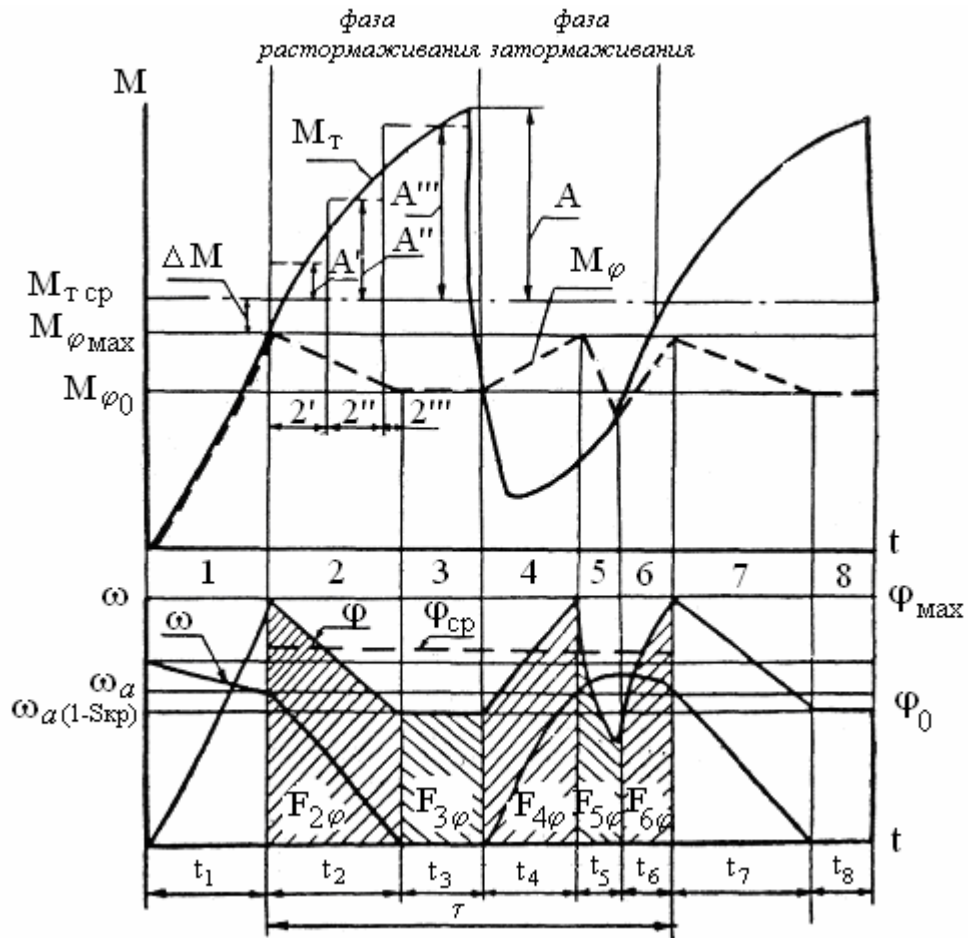


Рис. 2. Торможение колесной машины на различных участках

Интегрируя уравнение (6), можем найти выражение для угловой скорости колеса:

$$\omega = e^{\frac{zrn t}{\omega_a I}} \left\{ C - \frac{1}{I} \int_0^t e^{-\frac{zrn t}{\omega_a I}} [M_T(t) - M_{\varphi \max}] dt - \frac{zrn}{I} (1 - s_{кр}) \int_0^t e^{-\frac{zrn t}{\omega_a I}} dt \right\}. \quad (7)$$

Постоянная интегрирования C может быть найдена при частном случае задания закона $M_T(t)$ для начальных условий: $t = 0$; $\omega_0 = \omega_a(1 - s_{кр})$.

В случае нелинейных зависимостей $M_T(t)$ решение уравнений (7) в общем виде затруднено, поэтому целесообразно криволинейную зависимость $M_T(t)$ заменять

линейными участками, как это показано на рис. 2. В этом случае для каждого участка (2'; 2"; 2''') тормозной момент определится: $M_T(t) = M_{\varphi_{\max}} + \Delta M + A^i$ соответственно.

Подставляя $M_T(t)$ в уравнение (7) и определив постоянную интегрирования C , получим уравнение движения колеса на каждом из участков:

$$\omega_2 = e^{P_2 t} \left(\omega_0 - \frac{Q_2}{P_2} \right) + \frac{Q_2}{P_2}, \quad (8)$$

ω_0 – начальная угловая скорость.

$$P_2 = \frac{zrn}{\omega_a I}; \quad Q_2 = \frac{1}{I} [\Delta M + zrn(1 - s_{кр}) + A]$$

(Здесь и далее индекс i опускается).

Время полного блокирования колеса на участке 2 может быть найдено из уравнения (8) при условии $\omega_2 = 0$

$$t_0 = \frac{1}{p_2} \ln \frac{Q_2}{Q_2 - P_2 \omega_0}. \quad (9)$$

Решая совместно уравнения (2; 3; 8), получим зависимость реализованного коэффициента сцепления по времени:

$$\varphi_2 = \varphi_{\max} + ns_{кр} - n \left[1 - e^{P_2 t} \left(\frac{\omega_0}{\omega_a} - \frac{Q_2}{P_2 \omega_a} \right) - \frac{Q_2}{P_2 \omega_a} \right]. \quad (10)$$

Площадь, ограниченная кривой $\varphi(t)$, для участка 2 будет равна:

$$F_{2\varphi} = t_2 (\varphi_{\max} + ns_{кр}) - n \left[t_2 \left(1 - \frac{Q_2}{P_2 \omega_a} \right) - \frac{1}{P_2 \omega_a} (e^{P_2 t} - 1) \left(\omega_0 - \frac{Q_2}{P_2} \right) \right]. \quad (11)$$

Откуда среднее значение реализованного коэффициента сцепления:

$$\varphi_{2cp} = \frac{F_{2\varphi}}{t_2}.$$

Если рассматривалось торможение по отдельным участкам 2'; 2"; 2'''; то $F_{2\varphi} = F'_{2\varphi} + F''_{2\varphi} + F'''_{2\varphi}$.

С наступлением полного блокирования колеса на участке 3 угловая скорость колеса $\omega_3 = 0$, следовательно,

$$\begin{aligned} \varphi_3 &= \varphi_{3cp} = \varphi_{\max} - n(1 - s_{кр}), \\ F_{3\varphi} &= [\varphi_{\max} - n(1 - s_{кр})] t_3. \end{aligned} \quad (12)$$

При снижении тормозного момента в фазе растормаживания до значения $M_T < M_{\varphi 0}$ колесо начнет разгоняться.

Учитывая знак производной угловой скорости колеса в выражении (5), получим уравнение движения колеса в фазе растормаживания для участка 4 (здесь и в дальнейшем будут рассматриваться уравнения для случаев замены кривой $M_T(t)$ участками $M_T = \text{const}$).

$$\omega_4 = e^{P_4 t} \left(\omega_2 + \frac{Q_4}{P_4} \right) - \frac{Q_4}{P_4}, \quad (13)$$

$$P_4 = P_2; \quad Q_4 = \frac{1}{I} [A - \Delta M + zrn(1 - s_{кр})]$$

Время полного разгона до значения угловой скорости $\omega_4 = \omega_a(1 - s_{кр})$ и другие зависимости определяются по выражениям:

$$t_4 = \frac{1}{p_4} \ln \frac{\omega_a(1 - s_{кр})p_4 + Q_4}{\omega_2 p_4 + Q_4}, \quad (14)$$

$$\varphi_4 = \varphi_{\max} + ns_{кр} - n \left[1 - e^{P_4 t} \left(\frac{\omega_2}{\omega_a} - \frac{Q_4}{P_4 \omega_a} \right) - \frac{Q_4}{P_4 \omega_a} \right], \quad (15)$$

$$F_{4\varphi} = (\varphi_{\max} + ns_{кр})t_4 - n \left[t_4 \left(1 + \frac{Q_4}{P_4 \omega_a} \right) - \frac{1}{P_4} (e^{P_4 t} - 1) \left(\frac{\omega_2}{\omega_a} + \frac{Q_4}{P_4 \omega_a} \right) \right]. \quad (16)$$

В случае излишнего разгона (участок 5) относительное проскальзывание колеса $s < s_{кр}$, и тогда коэффициент сцепления будет определяться зависимостью (1) на этом участке:

$$\omega_5 = e^{-P_5 t} \left(\omega_4 - \frac{Q_5}{P_5} \right) + \frac{Q_5}{P_5}, \quad (17)$$

$$\text{где: } P_5 = \frac{zrk}{\omega_a I}; \quad Q_5 = \frac{1}{I} [zrk - \Delta M_{\varphi_{\max}} - \Delta M + A],$$

из уравнения (17) находим:

$$t_5 = \frac{1}{p_5} \ln \frac{\omega_5 P_5 - Q_5}{\omega_a(1 - s_{кр})p_5 - Q_5}, \quad (18)$$

$$\varphi_5 = k \left\{ 1 - e^{-P_5 t_5} \left[(1 - s_{кр}) - \frac{Q_5}{\omega_a P_5} \right] - \frac{Q_5}{\omega_a P_5} \right\} \quad (19)$$

$$F_{5\varphi} = k \left\{ t_5 \left(1 - \frac{Q_5}{\omega_a P_5} \right) + \frac{1}{P_5} \left[(1 - s_{кр}) - \frac{Q_5}{\omega_a P_5} \right] (e^{-P_5 t_5} - 1) \right\}. \quad (20)$$

Аналогично для затормаживания колеса на участке 6 получим:

$$\omega_6 = e^{-P_6 t} \left(\omega_5 + \frac{Q_6}{P_6} \right) - \frac{Q_6}{P_6}, \quad (21)$$

$$P_6 = P_5; \quad Q_6 = \frac{1}{I} [zrk - M_{\varphi_{\max}} - \Delta M - A],$$

$$t_6 = \frac{1}{p_6} \ln \frac{\omega_5 P_6 + Q_6}{\omega_a(1 - s_{кр}) + Q_6}, \quad (22)$$

$$\varphi_6 = k \left[1 - e^{-P_6 t_6} \left(\frac{\omega_5}{\omega_a} + \frac{Q_6}{P_6 \omega_a} \right) + \frac{Q_6}{\omega_a P_6} \right], \quad (23)$$

$$F_{6\varphi} = k \left[t_6 \left(1 + \frac{Q_6}{\omega_a P_6} \right) + \frac{1}{P_6} \left(\frac{\omega_5}{\omega_a} + \frac{Q_6}{P_6 \omega_a} \right) (e^{-P_6 t_6} - 1) \right] \quad (24)$$

Торможение на всех последующих участках будет описываться теми же зависимостями, что и для участков 2-6.

Разбивая, таким образом, процесс торможения колеса на отдельные элементарные режимы движения и используя полученные зависимости (11), (12), (16), (20), (24),

получаем возможность аналитическим путем оценить эффективность торможения колеса за любой интервал времени τ значением:

$$q = \frac{1}{\varphi_{\max} \tau} \sum_1^n F_{i\varphi}, \quad (25)$$

а также провести анализ влияния различных параметров на величину q .

Список литературы

1. Арчвадзе Г.Г. Оптимизация режимов движения автомобилей на спуске: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Тбилиси, 1986. – 22 с.
2. Мащенко А.Ф. и др. Тормозные системы автотракторных средств. – М.: Транспорт, 1972. – 44 с.
3. Орозбеков Э.Т. Выбор оптимальной схемы установки антиблокировочной системы на легковой автомобиль: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 1982. – 18 с.
4. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме. – Омск: Зап-Сибирское книжное издательство. Омское отделение, 1973. – 224 с.
5. Р.Т.М. 37.031. 021-80. Методика испытаний автотранспортных средств (АТС), оборудованных антиблокировочными системами (АБС). – М: ЦНИ-АП и НАМИ, 1980.