

Рыжих Л.А., к.т.н., Леонтьев Д.Н., аспирант, Чебан А.А., аспирант

ХНАДУ, г. Харьков

ОСОБЕННОСТИ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПА НАПОЛНЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ КАМЕРЫ

Рассмотрены особенности качения автомобильного колеса в режиме торможения, на инерционном стенде с беговым барабаном, при изменении темпа наполнения тормозной камеры и действии инерционного момента на момент по сцеплению, с целью установления его влияния на работу систем автоматического регулирования.

Известно, что процесс торможения колеса начинается при увеличении подведенного тормозного момента, соответственно, при достижении предельного значения момента по сцеплению колесо начинает работать в неустойчивой зоне, и все отпечатки шины скользят с различной скоростью скольжения. В результате колесо блокируется, а момент по сцеплению снижается вследствие снижения коэффициента сцепления. При этом часть тормозного момента расходуется на преодоление инерционного момента колеса, который пропорционально зависит от углового замедления колеса

$$M_j = -I_k \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (1)$$

Согласно, общепринятой, расчетной схемы качения колеса (рис. 1), составим уравнение равновесия колеса относительно центра вращения

$$M_T + M_f - M_j - R_X r_d = 0, \quad (2)$$

где M_T — подведенный к колесу тормозной момент, $H \cdot м$; M_f — момент сопротивления качения колеса, $H \cdot м$; M_j — инерционный момент, $H \cdot м$; R_X — реализуемая колесом тормозная сила, H ; r_d — динамический радиус колеса, $м$; P_o — толкающая сила колеса, H .

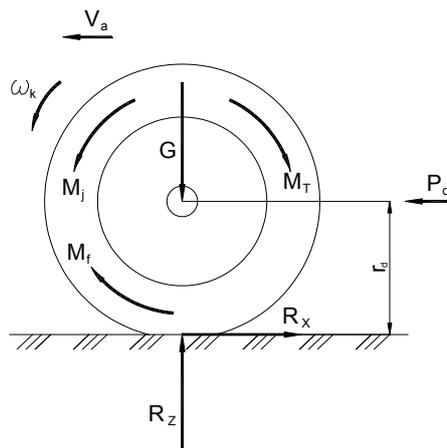


Рис. 1. Расчетная схема качения автомобильного колеса по опорной поверхности

Перепишав уравнение равновесия, выразив угловое замедление через силовые параметры, получим

$$-\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{M_T + M_f - R_X r_d}{I_k}, \quad (3)$$

а, исходя из кинематических параметров, угловое замедление имеет вид

$$-\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{1}{r_d} \left[-\frac{dV_a}{dt}(1-S) - V_a \frac{dS}{dt} \right], \quad (4)$$

где V_a — линейная скорость качения колеса, м/с; S — проскальзывание пятна контакта колеса относительно опорной поверхности, выраженная в процентах.

Таким образом, угловое замедление колеса зависит не только от величины тормозного момента, но и от скорости торможения автомобиля, проскальзывания S и скорости проскальзывания dS/dt .

Общеизвестно, что проскальзывание колеса зависит от коэффициента сцепления ϕ_x с опорной поверхностью, который может быть описан различными способами. Так например, если зависимость $\phi_x = f(S)$ представить в виде двух парабол, то получим систему уравнений с коэффициентами $a_0, b_0, c_0, d_0, a_1, b_1, c_1$ и d_1 , описывающими характер данной кривой

$$\phi_x = \begin{cases} a_0 S^2 + b_0 S + c_0 & \text{при } S \leq S_{KP} \\ a_1 S^2 + b_1 S + c_1 & \text{при } S \geq S_{KP} \end{cases}, \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{d_0}{S_{KP}} - \frac{\phi_{\max}}{S_{KP}^2}; & a_1 &= \frac{d_1}{S_{KP}} - \frac{\phi_{\max}}{S_{KP}^2} + \frac{c_1}{S_{KP}^2}; \\ b_0 &= \frac{2\phi_{\max}}{S_{KP}} - d_0; & b_1 &= \frac{2\phi_{\max}}{S_{KP}} - \frac{2c_1}{S_{KP}} - d_1; \\ c_0 &= 0; & c_1 &= \frac{\phi_{БЛ} S_{KP}^2 + d_1 S_{KP}^2 - 2\phi_{\max} S_{KP} + \phi_{\max} - d_1 S_{KP}}{1 - 2S_{KP} + S_{KP}^2}. \end{aligned}$$

В предложенной системе уравнений коэффициенты d_0 и d_1 описывают прогиб первой и второй парабол на соответствующих участках во всем диапазоне проскальзывания.

Следует отметить, что исследование качения автомобильного колеса, на различных поверхностях, занималось значительное количество исследователей [1, 2]. Например, исследователь Вирсхардт М. [1] для описания коэффициента сцепления предложил, экспоненциальную зависимость вида

$$\phi_x = C_1 (1 - e^{-C_2 \cdot S}) - C_3 S, \quad (6)$$

где C_1 — коэффициент, определяющий максимум кривой

$$C_1 = \phi_{\max};$$

C_2 — коэффициент, определяющий форму кривой

$$C_2 e^{-C_2 \cdot S} = \frac{C_3}{C_1};$$

C_3 — коэффициент, учитывающий падение коэффициента сцепления от максимума до коэффициента скольжения при полном блокировании

$$C_3 = \phi_{\max} - \phi_{БЛ}.$$

Сравнительный анализ методов описания $\phi-S$ диаграммы с экспериментальными данными показал (рис. 2), что при одинаковых исходных данных полученных при обработке экспериментальной $\phi-S$ диаграммы $\phi_{\max} = 0,54$, $\phi_{БЛ} = 0,38$ и $S_{KP} = 16\%$ (качение автомо-

бильного колеса в тормозном режиме по металлическому барабану), сходимость предложенного метода описания реализуемого коэффициента сцепления, система уравнений (5), не превышает 12 % на ветви до критического проскальзывания и 1,5 % после критического скальзывания, а погрешность расчета экспоненциальным методом Burckhardt M. [1] на ветви до критического проскальзывания показала расхождение с экспериментом на 23 %, ность на ветви после критического проскальзывания — 7 %.

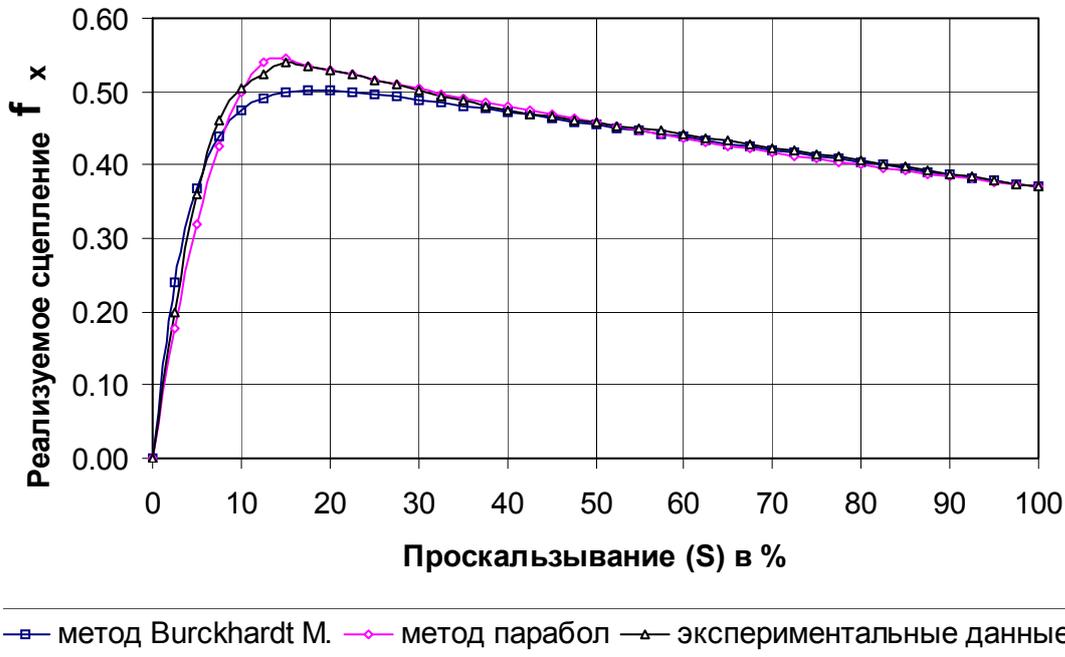


Рис. 2. Сравнение методов описания экспериментальных $\phi - S$ диаграмм

С учетом уравнения коэффициента сцепления (5) теперь представляется возможным определение реализуемой колесом тормозной силы, которая также зависит от нагрузки G , приходящейся на колесо.

Решение системы дифференциальных уравнений динамики торможения автомобильного колеса на инерционном барабане (опорной поверхности), позволило построить зависимости изменения углового ускорения, скорости, проскальзывания и изменение коэффициента сцепления от времени процесса торможения

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{d\omega_k}{dt} &= \frac{M_T + M_f - R_x r_d}{I_k} \\
 \frac{d\omega_b}{dt} &= -\frac{R_x r_b}{I_b} \\
 R_x &= G\phi_x \\
 \phi_x &= f(S) \\
 S &= \frac{\omega_b r_b - \omega_k r_k}{\omega_b r_b} \\
 M_T &= kt + \Delta k \Delta t
 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

В результате моделирования установлено, что при отсечке тормозного момента, процессы в пятне контакта продолжают, и реализуемая тормозная сила продолжает расти (рис. 3 и рис. 4).



Рис. 3. Моделирование процесса блокирования колеса на инерционном стенде с беговым барабаном при достижении давления в приводе 8 атм

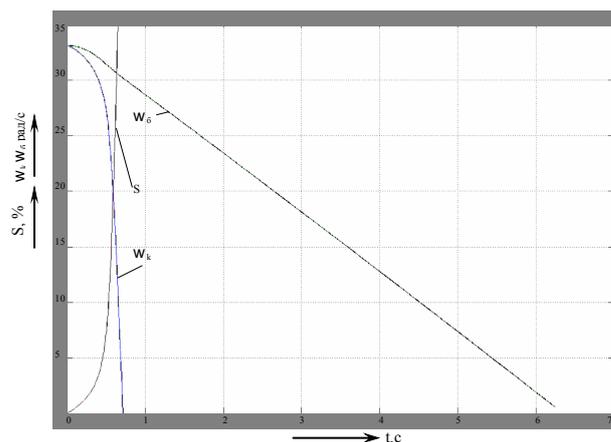


Рис. 4. Моделирование процесса качения колеса на инерционном стенде с беговым барабаном при отсечении давления в тормозном приводе на 6 атм

Это явление подтверждено экспериментальными исследованиями на инерционном барабане, имитирующем процесс торможения автомобильного колеса.

Рост тормозной силы объясним с точки зрения физики процесса торможения. Если представить, что автомобильное колесо не имеет опорной поверхности, а подвешено над ней и вращается, то подводимый тормозной момент будет расходоваться только на гашение инерционного момента. Если, колесо прижимается и катится по опорной поверхности, в пятне контакта возникает реакция и вращающееся колесо начинает преодолевать сопротивление качению ($M_f = Gfr_d$), которым при решении дифференциальных уравнений можно пренебречь, в виду его малости. В таком случае подведенный тормозной момент будет расходоваться на преодоление инерционного момента и момента по сцеплению. Поскольку колесо затормаживается то, по абсолютной величине, его угловое замедление растет, в результате величина инерционного момента тоже растет. При изменении величины тормозного момента инерционный момент M_j сначала растет (по абсолютной величине), а в момент когда ($M_T = \text{const}$) он начинает снижаться и падает до величины M_j^{ycm} , за время снижения инерционного момента, момент по сцеплению продолжает расти, а значит, растет проскальзывание и реализуется больший коэффициент сцепления. Таким образом, часть подводимого тормозного момента, который расходовался на преодоление инерционного момента, начинает расходоваться на преодоление момента по сцеплению. Это явление наглядно иллюстрируют кривые тормозного момента и момента по сцеплению, полученные экспериментальным путем (рис. 5 и 6).

Экспериментальные исследования показали, что величина инерционного момента при моменте инерции $I_k = 20 \text{ H} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ и начальной скорости торможения автомобильного колеса $\omega_k = \omega_0 = 33 \text{ рад/с}^2$ существенно зависит от темпа наполнения исполнительного органа (тормозной камеры) при приведении в действие тормозного крана за 0,2 с. Анализ результатов торможения автомобильного колеса на инерционном стенде показал, что при уменьшении темпа наполнения тормозной камеры инерционный момент оказывает меньшее влияние на момент по сцеплению и колесо реализует большую тормозную силу в пятне контакта с опорной поверхностью, тем самым, повышается эффективность торможения (рис. 7).

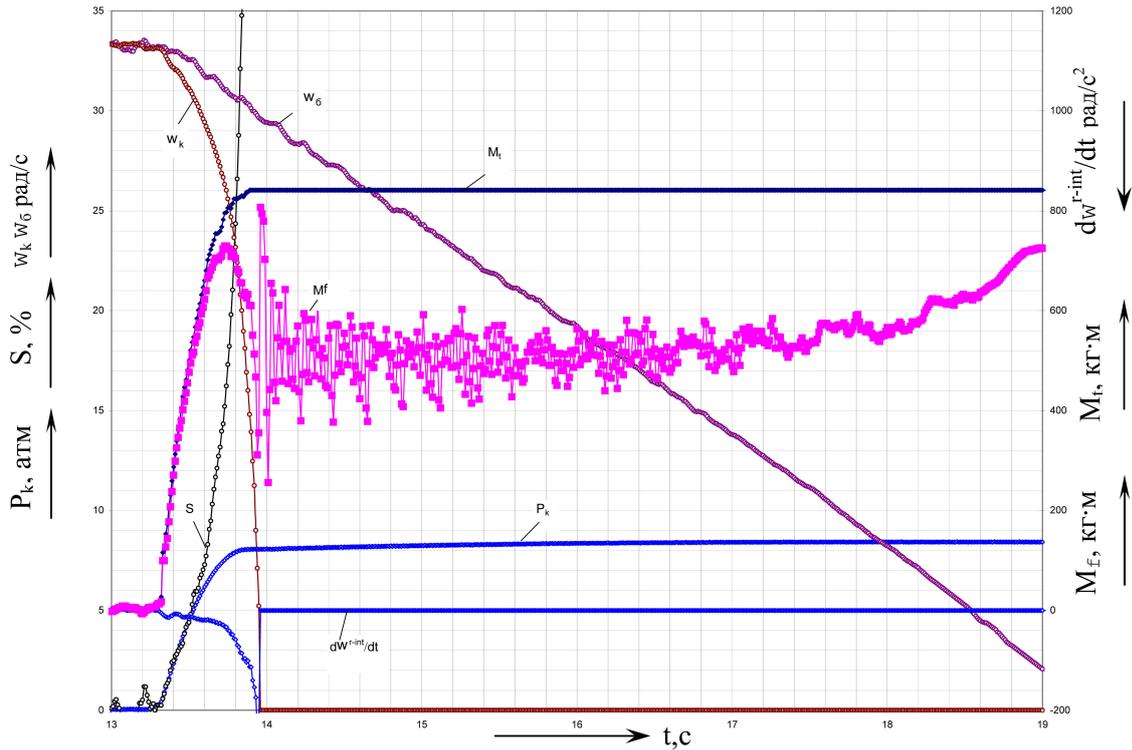


Рис. 5. Графики изменения динамического состояния тормозящегося колеса при приведении в действие тормозного крана за 0,2 с и дросселем перед тормозной камерой диаметром 8 мм

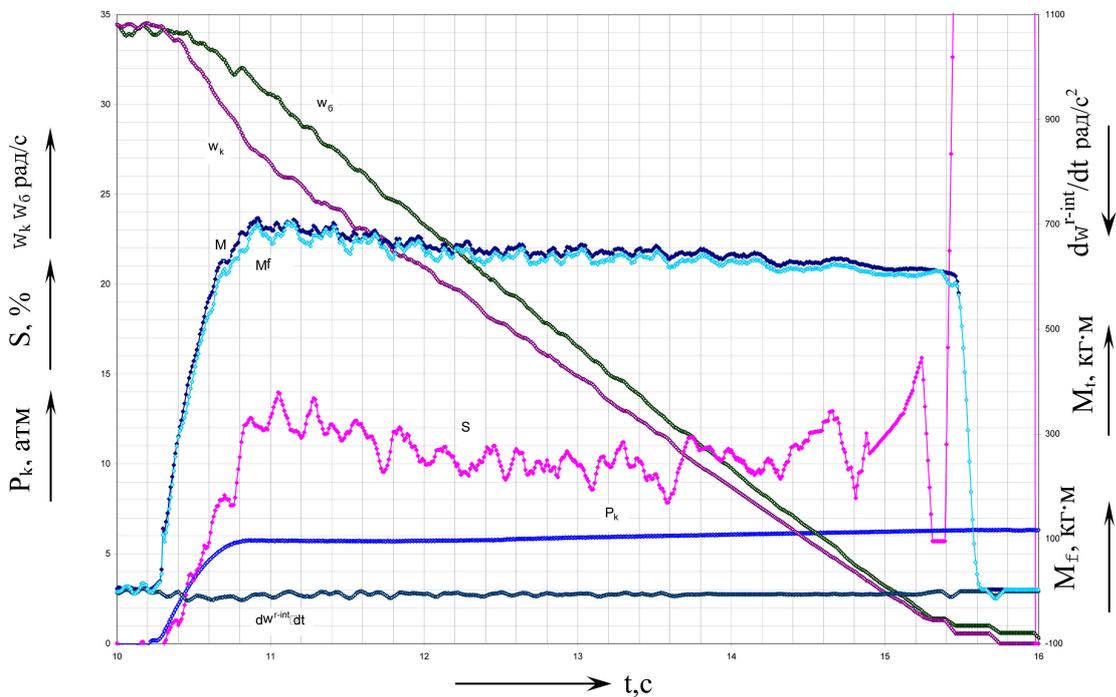


Рис. 6. Графики изменения динамического состояния тормозящегося колеса при приведении в действие тормозного крана за 0,2 с и отсечении давления при достижении предельного углового ускорения автомобильного колеса

$$\frac{d\omega_{пред}}{dt} = 16,6 \frac{рад}{с^2} = 8,3 \frac{м}{с^2}.$$

Таким образом, можно полагать, что для эффективной работы системы автоматического регулирования в режиме АБС, необходимо увеличивать по времени процесс наполне-

