

В.П. АВТУШКО, канд. техн.наук,
И.М. ФЛЕРКО, канд.техн.наук,
С.Ю. АРТАМОНОВ (БПИ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИУСА КАЧЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ШИН

В теоретических исследованиях процесса движения автомобиля в качестве характеристики взаимодействия колеса с опорной поверхностью используют радиус качения — радиус r_k такого фиктивного жесткого колеса, которое при отсутствии пробуксовывания и проскальзывания имеет с действительным колесом не только одинаковую скорость вращения, но и одинаковую скорость качения (скорость перемещения оси колеса). Радиус качения определяется угловой скоростью вращения колеса относительно его оси ω_k и скоростью перемещения оси колеса v : $r_k = v/\omega_k$.

Впервые зависимость радиуса качения колеса от момента, приложенного к нему, представлена в аналитической форме Е.А. Чудаковым:

$$r_k = r_{k0} \pm \lambda M_T, \quad (1)$$

где r_{k0} — радиус качения колеса в ведомом режиме; λ — коэффициент тангенциальной эластичности шины. Знак "плюс" соответствует тормозному режиму, "минус" — тяговому.

Объектами экспериментальных исследований радиуса качения большегрузных шин при торможении являлись шины 320-508 (мод. ИЯВ-12Б), 320-508Р (мод. И-109Б) и 300-508Р (мод. И-68А). Цель исследования — получение эмпирических формул, связывающих r_{k0} и λ с нагрузкой на колесо G и давлением воздуха в шине p_w .

Исследования проводились с использованием методов математического планирования экспериментов. Применялся ротатабельный центральный композиционный план второго порядка [1], позволяющий получить зависимость между выходной величиной y и влияющими факторами x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) в виде

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n a_{ik} x_i x_k, \quad (2)$$

где последнее слагаемое учитывает взаимодействие факторов ($n > k > i$).

В рассматриваемом случае выходными величинами (y) являются радиус качения колеса в ведомом режиме r_{k0} и коэффициент тангенциальной эластичности шины λ , а влияющими факторами — вертикальная нагрузка на колесо

$G(x_1)$ и давление воздуха в шине $p_w(x_2)$. Искомая зависимость $y = y(x_1, x_2)$:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2. \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) уровни факторов должны представляться в кодированном виде:

$$x_i = (X_i - X_{i0}) / \Delta X_i, \quad (4)$$

где x_i – кодированный текущий уровень фактора; X_i – натуральный текущий его уровень; X_{i0} – натуральный нулевой (основной) уровень фактора; ΔX_i – шаг варьирования.

При каждом уровне факторов, определяемом строкой плана эксперимента (табл. 1), изменялся тормозной момент от нуля до предельного по условиям сцепления колеса с дорогой. При этом замерялся путь S , пройденный колесом за один оборот, и определялся радиус его качения $r_k = S / (2\pi)$.

На рис. 1 в качестве примера приведены графики зависимости $r_k = f(M_T)$ для шины 320-508. Цифры на графиках соответствуют номеру строки плана эксперимента. Такие же графики были построены для шин 320-508P и 300-508P. Приведенные в таблице значения коэффициента λ определялись на линейном участке зависимости $r_k = f(M_T)$ по формуле $\lambda = (r_k - r_{k0}) / M_T$, где r_k и M_T – любые соответствующие друг другу значения радиуса качения и тормозного момента.

Табл. 1. План и результаты экспериментов по исследованию зависимости λ от основных влияющих факторов

Но- мер опы- та	Матрица плана X		Значение λ для шин		
	X_1	X_2	320-508	320-508P	300-508P
			$y = \lambda \cdot 10^4, \text{ м}/(\text{Н} \cdot \text{м})$		
1	+1	+1	0,0437	0,034	0,05
2	-1	+1	0,072	0,0667	0,0667
3	+1	-1	0,0719	0,0317	0,044
4	-1	-1	0,0681	0,05	0,06
5	+1,414	0	0,0649	0,025	0,0475
6	-1,414	0	0,0824	0,0675	0,07
7	0	+1,414	0,0452	0,0575	0,058
8	0	-1,414	0,063	0,0375	0,04
9	0	0	0,0607	0,048	0,044
10	0	0	0,0611	0,052	0,05
11	0	0	0,0609	0,05	0,054
12	0	0	0,0608	0,049	0,048
13	0	0	0,061	0,051	0,047

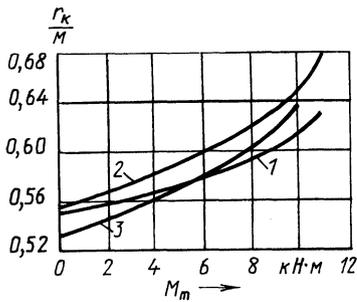


Рис. 1. Графики зависимости радиуса качения шины 320-508 от тормозного момента

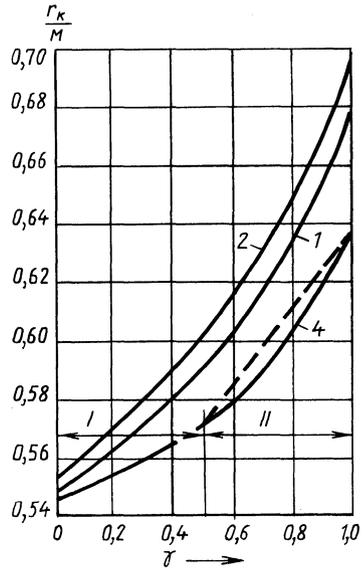


Рис. 2. Графики зависимости $r_{к0} = f(\gamma)$ для шины 320-508

В результате расчетов получены следующие зависимости для выходной величины λ (после оценки значимости коэффициентов) соответственно для шин 320-508, 320-508P и 300-508P:

$$y = 0,061 - 0,006x_1 - 0,006x_2 + 0,0063x_1^2 - 0,003x_2^2 - 0,008x_1x_2; \quad (5)$$

$$y = 0,05 - 0,014x_1 + 0,006x_2 - 0,0021x_1^2 - 0,0015x_2^2 - 0,0035x_1x_2; \quad (6)$$

$$y = 0,049 - 0,008x_1 + 0,005x_2 + 0,0053x_1^2. \quad (7)$$

На основании зависимостей (5)...(7), а также выражения (4) получены следующие формулы, связывающие λ [м/(Н·м)] и $r_{к0}$ (м) с натуральными значениями G (Н) и p_w (МПа) для тех же шин:

$$\lambda = (0,018 + 0,21 \cdot 10^{-9} G^2 - 0,33 p_w^2 - 5,54 \cdot 10^{-6} G + 0,627 p_w - 1,45 \cdot 10^{-5} G p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (8)$$

$$\lambda = (-0,067 - 0,69 \cdot 10^{-10} G^2 - 0,15 p_w^2 + 0,4 \cdot 10^{-5} G + 0,365 p_w - 0,63 \cdot 10^{-5} G p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (9)$$

$$\lambda = (0,185 + 1,75 \cdot 10^{-10} G^2 - 1,07 \cdot 10^{-5} G + 0,047 p_w) \cdot 10^{-4}; \quad (10)$$

$$r_{к0} = 0,551 - 0,86 \cdot 10^{-6} G + 6,5 \cdot 10^{-3} p_w + 1,13 \cdot 10^{-6} G p_w; \quad (11)$$

$$r_{к0} = 0,526 - 0,13 \cdot 10^{-6} G + 6,9 \cdot 10^{-3} p_w + 0,63 \cdot 10^{-6} G p_w; \quad (12)$$

$$r_{к0} = 0,488 + 0,75 \cdot 10^{-6} G + 53,7 \cdot 10^{-3} p_w - 1,42 \cdot 10^{-6} G p_w. \quad (13)$$

Из графиков, приведенных на рис. 1, следует, что формула (1) справедлива только для определенного диапазона значений тормозного момента – при $\gamma \leq 0,5$ (γ – отношение тормозного момента M_T к предельному его значению по условиям сцепления колеса с дорогой $M_T \varphi$): $\gamma = M_T / M_{T\varphi}$).

Для получения зависимости между r_k и M_T при $0,5 < \gamma \leq 1$ были построены графики $r_k = f(\gamma)$. На рис. 2 они приведены для шины 320-508. Графики имеют два участка: I – линейной зависимости, II – нелинейной зависимости $r_k = f(\gamma)$. На участке I r_k определяется по формуле (1) с учетом также формул (8)... (13), на участке II нелинейная зависимость $r_k = f(\gamma)$ заменяется линейной. Тангенс угла наклона соответствующей прямой (штриховая линия) к оси абсцисс $\lambda' = (r_k - r_k^*) / (\gamma - \gamma^*)$, где $\gamma^* = 0,5$ и r_k^* – значения коэффициента γ и радиуса качения на границе участков I и II. Следовательно,

$$r_k = r_k^* + \lambda' (\gamma - \gamma^*).$$

Полученные зависимости могут быть использованы в расчетах процесса движения автомобиля при торможении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем./К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – М., 1977. – 445 с.

УДК 629.114.4.014.5

В.Я. БАБУК,
Л.А. МОЛИБОШКО, канд.техн.наук (БПИ),
Г.З. ЖИЛИНСКИЙ (БелАЗ)

НАГРУЖЕННОСТЬ РУЛЕВОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ СО СВЕЧНОЙ ПОДВЕСКОЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Применение свечной независимой подвески передних управляемых колес на автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности (БелАЗ-549, БелАЗ-7519) позволяет повысить плавность хода этих автомобилей при движении по дорогам без усовершенствованного покрытия. Недостаток такой конструкции состоит в трудности кинематического согласования работы рулевого привода и подвески. Это в свою очередь сказывается на степени нагруженности привода и связанных с ним деталей.

Экспериментальные исследования, проведенные на автомобиле БелАЗ-7519 [1], позволили установить, что при колебаниях подрессоренной массы автомобиля синхронно изменяется и усилие в тягах рулевого привода.

Для определения путей снижения этих нагрузок на АВМ [2] были проведены расчеты по определению их зависимости от некоторых параметров руле-