

УДК 629.11.012.5

Бондаренко Л.Н., Овчаренко Ю.Н.,
Рыжков И.Е.

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕКАТЫВАНИЮ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

Отримано аналітичні залежності, які дають змогу визначити складову що припадає на кочення шини і містить стандартні геометричні характеристики та механічні константи.

TO A QUESTION ON DEFINITION OF RESISTANCE OF A ROLLING OF PNEUMATIC TYRES

The analytical dependences are received which enable to spot a component come on a rolling of the tyres and contains the reference geometrical performances and mechanical constants.

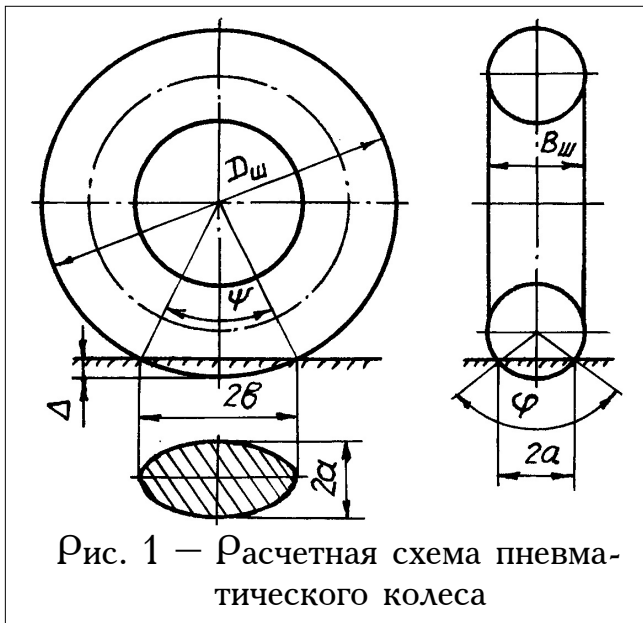
Сопротивление перекатыванию пневматических шин подробно исследовано Н.А. Ульяновым [1] и найдено из суммы моментов сил относительно мгновенной точки, совпадающей с вертикальной осью на плоскости качения. Следует отметить сложность указанного способа для практического применения.

Для упрощения методики воспользуемся предложенным нами способом определения сопротивления качению для стальных колес [2], справедливым для тел качения из любых материалов в пределах упругих деформаций.

В нормативной литературе [3] коэффициент сопротивления перекатыванию пневматической шины ω учитывает потери в цапфах ведомых колес, деформацию шины и грунта. Естественно, что такой обобщенный показатель позволяет судить о составляющих величинах ω лишь косвенно, не давая возможности принимать конкретные решения по уменьшению сопротивления перекатыванию.

Для определения составляющей от качения шины по плоскости найдем ее модуль упругости при сжатии E_1 сначала в предположении бесконечной величины модуля упругости плоскости E_2 .

Опорная поверхность шины является эллипсом с большой полуосью b и малой a , которые одновременно являются полухордами пересечения окружности колеса с поверхностью дороги.



При наружном диаметре шины D_u и ее ширине B_u [3] (рис. 1):

$$b = 0,5D_u \sin\left(\frac{\psi}{2}\right). \quad (1)$$

Поскольку $\cos\left(\frac{\psi}{2}\right) = 1 - \frac{2\Delta}{D_u}$, то

$$b = \sqrt{D_u\Delta - \Delta^2}. \quad (2)$$

Зависимость между полушириной b пятна контакта и со-

противлением качению, приходящимся на упругую деформацию тела качения имеет вид [2]

$$\omega_y = 0,225 \frac{2}{D_u} b e^{-0,6D_u}. \quad (3)$$

Поскольку прогиб шины выражается зависимостью [3]

$$\Delta = \frac{0,3\rho}{\rho\sqrt{B_u D_u}}, \quad (4)$$

где ρ — давление воздуха в шине, Па;

ρ — ориентировочная допустимая нагрузка на колесо, Н;

то

$$\omega_y = \frac{45}{D_u} \sqrt{0,3 \frac{\rho D_u}{\rho\sqrt{B_u D_u}} - \frac{0,09\rho^2}{\rho^2 B_u D_u}}. \quad (5)$$

Выразим величину b в формуле (2) через величину размера площадки контакта согласно контактной теории Герца [4]

$$b_r = 0,91 \sqrt[3]{\frac{B_u \rho (1 - \mu_u^2) \left(1 - \frac{B_u}{D_u}\right)}{E_u}}. \quad (6)$$

Приравняем правые части формул (2) и (6), выделив отношение $\frac{(1 - \mu_u^2)}{E_u}$, получим

$$\begin{aligned}
 (1 - \mu_{ш}^2) / E_{ш} &= \frac{1,33 \cdot 10^6 (D_{ш} \Delta - \Delta^2)^{3/2}}{\rho B_{ш} \left(1 - \frac{B_{ш}}{D_{ш}}\right)} = \\
 &= \frac{1,33 \left(\frac{0,3 \rho \sqrt{D_{ш}}}{\rho \sqrt{B_{ш}}} - \frac{0,09 \rho^2}{\rho^2 B_{ш} D_{ш}} \right)^{3/2}}{\rho B_{ш} \left(1 - \frac{B_{ш}}{D_{ш}}\right)}. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Приняв $1 - \mu_{ш}^2 \approx 1$, определим из (7) модуль упругости шины при вдавливании

$$E_{ш} = \frac{0,75 \rho B_{ш} \left(1 - \frac{B_{ш}}{D_{ш}}\right)}{\left(\frac{0,3 \rho \sqrt{D_{ш}}}{\rho \sqrt{B_{ш}}} - \frac{0,09 \rho^2}{\rho^2 B_{ш} D_{ш}} \right)^{3/2}}. \quad (8)$$

При известной величине $E_{ш}$, сопротивление качению шины по абсолютно жесткому основанию ($E_2 \rightarrow \infty$) определится из выражения:

$$W_{\Gamma} = \frac{0,45 \rho b_{\Gamma}}{D_{ш}} e^{-0,6 D_{ш}} = 0,054 b_{\Gamma} \rho \sqrt{B_{ш} D_{ш}} e^{-0,6 D_{ш}}. \quad (9)$$

Таким образом, имея экспериментальное значение сопротивления качению шины W_0 , можно найти его пластическую и упругую составляющие:

$$W_n = W_0 - W_{\Gamma}. \quad (10)$$

Зависимости модуля упругости шины при ее вдавливании и сопротивления качению от нагрузки показаны на рис. 2,а и рис. 2,б (для шины $D_{ш} = 1120 \text{ мм}$ и $B_{ш} = 300 \text{ мм}$).

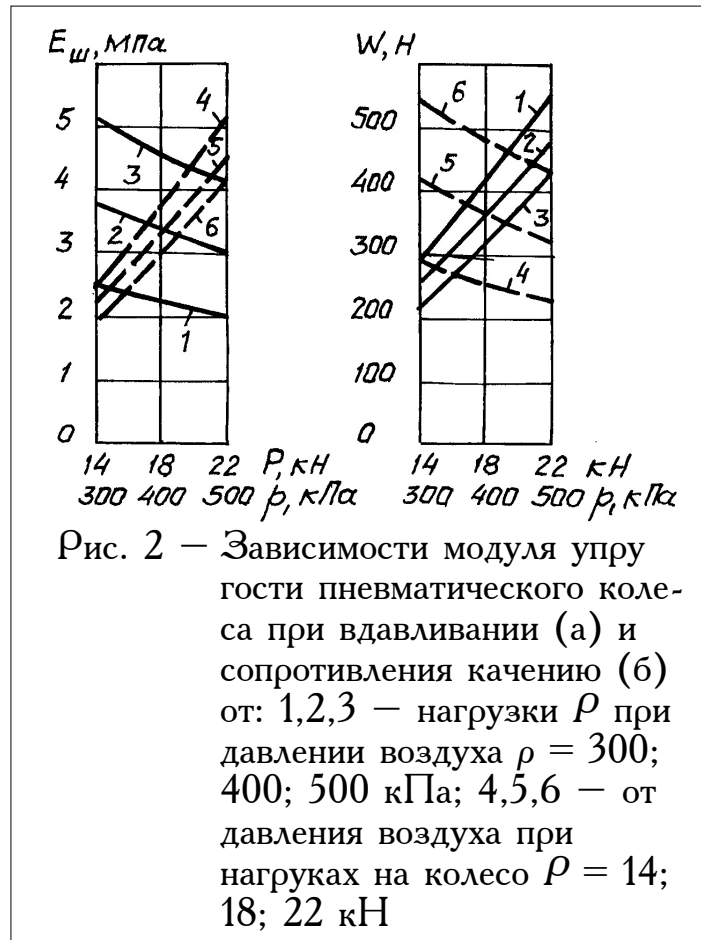
Анализ результатов исследования показал, что приведенная методика расчета сопротивлений качению пневматических шин позволяет:

- разделить общее сопротивление на упругую и пластическую составляющие;

- аналітично визначити модуль пружності пневматичного колеса, не вдаючись до експерименту.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ульянов Н.А. Теория самоходных землеройно-транспортных машин. -М.: Машиностроение, 1969. —520 с.
2. Деформаційні опори в машинах / Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейнін В.С. -Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-VAL", 2002. — 200 с.
3. Автотракторные колеса: Справочник / Под ред. Балабина И.В. -М.: Машиностроение, 1985. —273 с.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. - Киев: Наукова думка, 1988. - 736 с.



УДК 622.73:621.926.002.75

Дырда В.И., Кулябко Ю.В.

НЕЛИНЕЙНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЯЖЕЛЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Розглядається віброізоляція важких вібраційних машин на опорах з нелінійною пружною силовою характеристикою.

NONLINEAR DYNAMIC MODELS HEAVY VIBRATION MACHINES

The vibration insulation of heavy vibration machines on legs with nonlinear elastic power performance is considered.

Расчету амплитуд и частот линейных и нелинейных колебаний и, в частности, выбору параметров и конструированию виброизолированных систем (ВИС) посвящено множество работ [1-9]. В прошлом веке активно развивались аналитические, асимптотические методы решения задач теории нелинейных колебаний — метод малого параметра, метод гармонического баланса, метод гармонической линеаризации и т.п. Но объектами их исследований были, в