

**НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ
НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА ОСЯХ ПРИЦЕПОВ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ
ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА**

Нормальные реакции на осях прицепов при торможении зависят от интенсивности торможения, моментов инерции, высоты центров тяжести, базы прицепов, упругих и демпфирующих характеристик подвесок и шин. В зависимости от сочетания указанных параметров характер нормальных реакций может быть статическим или колебательным.

Предполагая дорожное покрытие абсолютно ровным, рассмотрим изменение нормальных реакций под воздействием только горизонтальных сил (тормозных сил и усилий в тягово-сцепных устройствах).

На тракторных прицепах 2 ПТС–4 системы поддрессоривания симметричны относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести, и кроме того $l_1 l_2 = \rho^2$. Следовательно, вертикальные и угловые колебания остова происходят независимо друг от друга. В этом случае достаточно определить реакцию на одной оси, так как на другой реакция будет изменяться в противоположную сторону от положения статического равновесия по тому же закону.

Система дифференциальных уравнений для определения нормальной реакции на передней оси первого прицепа, как наиболее общая, имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} m_{\Pi} \ddot{z} + 2N_{\text{тр}} \text{sign}(\dot{z} - \dot{y}) + 2c_p(z - y) = -T_{\Pi} \frac{h_{\Pi}}{L_{\Pi}} + (F_T - F_{\Pi}) \frac{h_{\Pi} - h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}}; \\ m_{\Pi}' \ddot{y} - 2N_{\text{тр}} \text{sign}(\dot{z} - \dot{y}) - 2c_p(z - y) + 2k_{\text{ш}} \dot{y} + 2c_{\text{ш}} y = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_{Π} и m_{Π}' – поддрессоренная и неподдрессоренная массы прицепа; $N_{\text{тр}}$ – сила сухого трения рессоры; c_p – жесткость рессоры; $c_{\text{ш}}$ и $k_{\text{ш}}$ – жесткость и коэффициент демпфирования шины прицепа; T_{Π} – тормозная сила прицепа; h_{Π} – высота координаты центра тяжести прицепа; $h_{\text{сц}}$ – высота тягово-сцепного устройства; F_T и F_{Π} – усилия в тягово-сцепном устройстве трактора и прицепа; L_{Π} – база прицепа.

Для изучения влияния различных факторов на характер изменения вертикальных реакций на колесах прицепов при торможении необходимо совместно решить дифференциальные уравнения, описывающие колебания остова в продольной плоскости, взаимодействие звеньев поезда и процесс изменения тормозных сил.

Усилия в тягово-сцепных устройствах трактора и прицепов определяются следующими зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} F_T(t) &= k_T(\dot{x}_T - \dot{x}_{\Pi 1}) + f_T(x_T - x_{\Pi 1}); \\ F_{\Pi}(t) &= k_{\Pi}(\dot{x}_{\Pi 1} - \dot{x}_{\Pi 2}) + f_{\Pi}(x_{\Pi 1} - x_{\Pi 2}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где k_T и k_{Π} – коэффициенты демпфирования сцепных устройств трактора и прицепа; $f_T(x_T - x_{\Pi 1})$, $f_{\Pi}(x_{\Pi 1} - x_{\Pi 2})$ – нелинейные характеристики упругих элементов сцепных устройств трактора и прицепа.

Дифференциальные уравнения (1) описывают колебания динамической системы с двумя степенями свободы. Для оценки влияния тормозной силы на колебания системы необходимо знать обе частоты ее собственных колебаний, причем достаточно определить эти частоты без учета сил трения в системе.

Формула для определения частот собственных колебаний имеет вид [1]

$$\omega = \sqrt{\frac{2c_p(c_{ш} - c_p)m_{\Pi}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}} \pm \sqrt{\frac{c_p + (c_{ш} + c_p)m_{\Pi}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}} - \frac{4c_p c_{ш}}{m_{\Pi}m'_{\Pi}}}}$$

В результате расчетов установлено, что частота колебаний тормозной силы составляет $2 \cdot 10^{-1}$ с, а коэффициент динамичности не превышает 5%. Следовательно, тормозную силу с достаточной точностью можно определять по выражению

$$T_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}(t)}{r_{\Pi}},$$

где $M_{\Pi}(t)$ – суммарный тормозной момент на колесах прицепа; r_{Π} – радиус качения колеса прицепа.

Анализ результатов, полученных при моделировании движения тракторного поезда (МТЗ–80+2ПТС–4+2ПТС–4), показывает (рис. 1), что изменение нормальной реакции на передней оси прицепа начинается сразу же после приложения тормозной силы, а рессора деформируется с некоторым запаздыванием. Деформация рессоры происходит после того, как сила, обусловленная деформацией шины, превзойдет силу трения в рессоре.

Амплитуды колебаний реакций и деформации рессоры со временем убывают, причем колебания на рессорах прекращаются раньше, чем на шинах. Величина амплитуды колебаний деформации рессор уменьшается с увеличением времени нарастания тормозной силы и при $t_H \geq 0,4$ с колебаний не наблюдается, а на шинах при заблокированных рессорах колебания происходят до $t_H = 0,7$ с.

На прицепе точка сцепки расположена на значительном расстоянии от центра тяжести и поэтому усилия в тягово-сцепных устройствах необходимо учитывать при определении нормальных реакций на колесах прицепов [2]. Первые пики усилий в тягово-сцепных устройствах, возникающие вследствие несинхронного торможения звеньев тракторного поезда, оказывают в основном

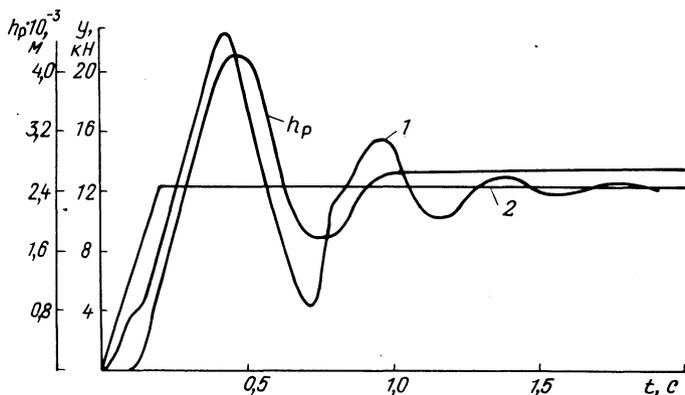


Рис. 1. Характер изменения нормальной реакции и прогиба рессоры:
1 — динамическое изменение; 2 — статическое изменение.

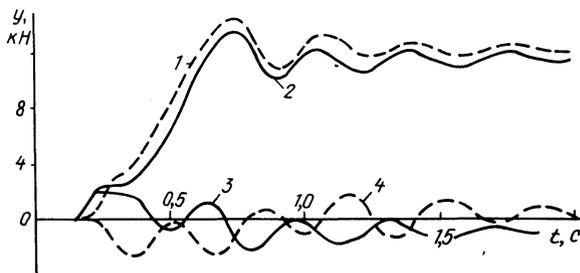


Рис. 2. Изменение нормальной реакции на передней оси прицепа под действием:
1 — тормозной силы; 2 — тормозной силы и усилия в сцепках;
3 — усилия в сцепке трактора; 4 — усилия в сцепке между прицепами.

влияние на высокочастотные колебания реакций. При достижении максимального значения тормозных сил усилие в сцепке трактора уменьшает нормальную реакцию на передней оси, а усилие в сцепке между прицепами ее увеличивает (рис. 2). Колебание реакции, вызванное воздействием на прицеп каждого из усилий, происходит в противофазе с частотой, близкой к низшей частоте собственных колебаний системы. Поэтому характер колебания реакции под воздействием усилий в сцепках практически не изменяется, а амплитуды колебаний различаются не больше, чем в установившейся фазе торможения.

При торможении трактора с одним прицепом усилия в тягово-сцепном устройстве влияют только на высокочастотные колебания нормальной реакции на передней оси прицепа в начальный период торможения. В установившейся фазе торможения происходит смещение положения статического равновесия нормальной реакции.

Колебания усилия в сцепке не оказывают заметного влияния на изменение нормальной реакции, так как частота их примерно в два раза ниже частоты колебаний реакции.

В процессе дорожных испытаний тракторного поезда, состоящего из трактора МТЗ—80 и прицепа 2ПТС—4, нормальные реакции на осях прицепа непосредственно не замерялись. Оценка характера изменения реакций производилась по прогибу рессор подвески h_p и по угловым колебаниям остова прицепа ψ_{II} . Полученные осциллограммы (фрагмент приведен на рис. 3) показывают, что вследствие больших сил сухого трения деформация рессор происходит по аperiodическому закону. После блокировки рессор возникают угловые колебания прицепа на шинах.

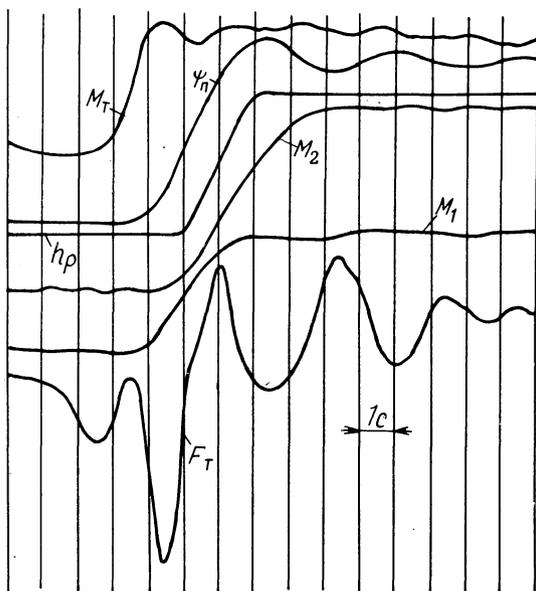


Рис. 3. Осциллограмма процесса торможения тракторного поезда.

При движении тракторного поезда по асфальтовой дороге угловых колебаний остова прицепа не наблюдалось. Нарастание тормозных моментов M_2 и M_3 на передней и задней осях прицепа вызывает угловое перемещение остова. Причем в начальный период торможения пиковые колебания усилия в тягово-сцепном устройстве, возникающие в результате несинхронного нарастания тормозных моментов трактора M_T и прицепа $M_{II} = M_2 + M_3$, не влияют на прогиб рессоры и угловые колебания прицепа.

Анализируя результаты теоретических и экспериментальных исследований, можно сделать вывод о том, что характер переходного процесса изменения

нормальных реакций на колесах прицепа определяется главным образом темпом нарастания тормозных моментов и параметрами колебательной системы. Усилия в сцепках вызывают смещения нового положения равновесия, около которого происходит колебание реакций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яблонский А.А., Нарейко С.С. Курс теории колебаний. — М., 1975. — 248 с.
2. Богдан Н.В., Грибко Г.П., Рахлей И.С. Определение реакций на осях тракторного презда при торможении. — В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 85–91.

УДК 631.372.012.5

В.П.Бойков, А.М.Кривицкий

К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ СИЛОВЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРНЫХ ШИН В ДОРОЖНО-ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

Один из эффективных методов комплексного улучшения эксплуатационных свойств колесных тракторов — автоматизация управления приводом ходовой системы. В этой системе эластичное колесо выступает в роли передаточного механизма, зависимость силовых и кинематических параметров которого существенно влияет на нагруженность узлов и механизмов привода, а также на КПД трактора. Характер этих зависимостей определяется конструктивными параметрами колеса и физико-механическими свойствами грунта. Поэтому при проектировании автоматизированных систем управления приводом это обстоятельство необходимо учитывать. Однако на сегодняшний день экспериментальных и теоретических исследований указанных параметров тракторных шин выполнено недостаточно.

В данной работе предложена методика определения силовых и кинематических параметров тракторных шин в дорожно-полевых условиях.

Определение указанных характеристик путем непосредственных испытаний трактора связано с некоторыми трудностями, в частности, это необходимость учета сопротивления качению ведомых колес, перераспределение нагрузок между осями при изменении толкающего усилия и крутящего момента, а также сложность замера толкающего усилия и сопротивления движению при большом диапазоне изменения вертикальных нагрузок.

Существует целый ряд различных установок, позволяющих исследовать эксплуатационные показатели одиночного колеса при заданных условиях. С учетом анализа их конструкции, а также используя опыт эксплуатации дорожно-полевой установки, спроектированной на кафедре "Тракторы" БПИ, была разработана ее усовершенствованная конструкция (рис. 1, а), обеспечивающая