

## СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

И. С. САЗОНОВ, \*Н. П. АМЕЛЬЧЕНКО, О. В. БИЛЫК

Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

\*Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

Могилев, Минск, Беларусь

Снижение уровня колебаний на сиденье водителя с пассивной виброзащитной системой требует обоснования выбора упругих и диссипативных характеристик подвесок сиденья и собственно подвески трактора (задняя подвеска у трактора МТЗ отсутствует). Для теоретических исследования составлена математическая модель колебаний масс с использованием плоской расчетной схемы трактора.

Дифференциальное уравнение колебаний масс плоской модели колесного трактора в матричной форме имеет вид:

$$a \ddot{\vec{g}} + \alpha \dot{\vec{g}} + c \vec{g} = \vec{Q}, \quad (1)$$

где  $\vec{g} = (Z_1, Z_c, \varphi, Z_b)$  – вектор обобщенных координат системы;  $a$  – матрица коэффициентов инерции;  $\alpha$  – матрица коэффициентов демпфирования;  $c$  – матрица коэффициентов жесткости;  $\vec{Q} = (q_1, q_2, 0, 0)$  – вектор обобщенных сил.

Для проведения спектрального анализа колебаний масс уравнения (1) представляют в форме преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях.

Уравнения (1) в форме Лапласа имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} (a_{11}p^2 + \alpha_{11}p + c_{11})Z_1(p) - (\alpha_{12}p + c_{12})Z_c(p) - (\alpha_{13}p + c_{13})\Phi(p) - (\alpha_{14}p + c_{14})Z_b(p) &= Q_1(p); \\ (\alpha_{21}p + c_{21})Z_1(p) - (a_{22}p^2 + \alpha_{22}p + c_{22})Z_c(p) - (\alpha_{23} + c_{23})\Phi(p) &= Q_2(p); \\ (\alpha_{31}p + c_{31})Z_1(p) + (a_{33}p^2 + \alpha_{33}p + c_{33})\Phi(p) - (\alpha_{34}p + c_{34})Z_b(p) &= 0; \\ (\alpha_{41}p + c_{41})Z_1(p) + (\alpha_{42} + c_{42})Z_c(p) + (\alpha_{43} + c_{43})\Phi(p) + (a_{44}p^2 + \alpha_{44}p + c_{44})Z_b(p) &= 0 \end{aligned} \right\}, (2)$$

где  $Z_1(p)$ ,  $Z_c(p)$ ,  $\Phi(p)$ ,  $Z_b(p)$  – изображение по Лапласу обобщенных координат системы;  $Q_1(p)$ ,  $Q_2(p)$  – изображение по Лапласу обобщенных сил;  $p = \alpha + j\omega$  – комплексная переменная.

На основе уравнений (2) определяют передаточные функции для проведения спектрального анализа колебаний.

Из анализа результатов имитационного моделирования сделаны следующие выводы:

1) характеристики упругих и диссипативных элементов подвески сиденья водителя существенно влияют на средние квадратические значения, ускорений водителя на сиденье при низкочастотных возмущениях. Выбор их оптимальных параметров позволяет сохранить заданную частоту собственных колебаний;

2) наиболее эффективным средством гашения низкочастотных колебаний является включение в подвеску сиденья водителя колесного трактора элемента релаксации демпфирования.

Электронная библиотека  
Белорусско-Российского университета