

УДК 622.23:532.528.6(045)(476)

**ВИБРАЦИОННАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ
КОРПУСОВ ГОРНЫХ МАШИН
И ПУТИ ИХ СНИЖЕНИЯ**

Н. А. ВЫСОЦКАЯ

*ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения
с Опытным производством», Беларусь;*

О. М. ВОЛЧЕК

Барановичский государственный университет, Беларусь

Разработана эквивалентная схема динамической системы и дифференциальные уравнения, которыми она может быть описана. Проиллюстрирована схема расположения опор комбайна СЛ-300/400, а также вид корреляционных функций нагрузок на опоры комбайна.

Аналитически вибрации корпуса комбайна в пространстве описываются шестью дифференциальными уравнениями второго порядка, решение которых громоздко и в ряде случаев вообще нецелесообразно, так как корпуса добычных комбайнов испытывают наибольшие вибрации в направлении, перпендикулярном плоскости опор машины [1]. Для определения вибрационной нагруженности элементов очистных комбайнов по известной вибрационной нагрузке одного из элементов машины требуется вычисление амплитудно-частотных характеристик динамической системы: конвейерный став – корпус комбайна – исполнительный орган, эквивалентная схема которой приведена на рисунке 1.

P – составляющая сил сопротивления (нагрузки) на исполнительном органе, действующая перпендикулярно плоскости опор, H ; m_0 – масса корпуса комбайна, $кг$; m_1 – масса исполнительного органа, $кг$; C_0 – жесткость опор комбайна, секций конвейерного става и податливой части почвы, $H / м$; C_1 – жесткость опорной конструкции исполнительного органа (жесткость гидравлической поддержки), $H / м$; K_0 – коэффициент диссипативных потерь в опорах комбайна, секциях конвейерного става и податливой части почвы, $H \cdot c / м$; K_1 – коэффициент диссипативных потерь в опорной конструкции исполнительного органа, $H \cdot c / м$.

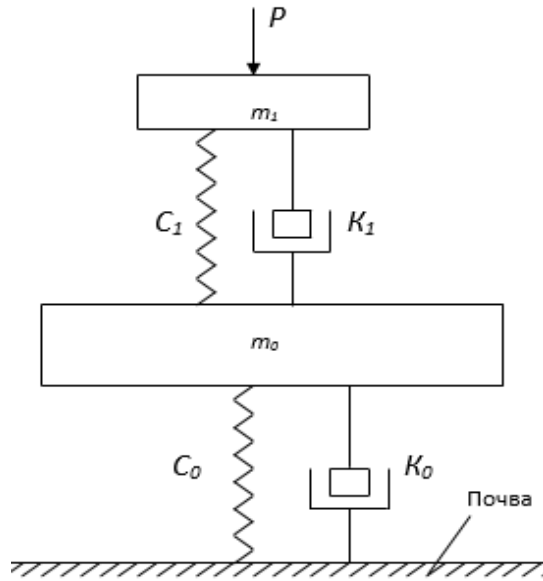


Рис. 1. Эквивалентная схема динамической системы:
конвейерный став – корпус комбайна – исполнительный орган

Рассматриваемая динамическая система может быть описана двумя дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}
 m_0 \ddot{S}_0 &= C_0 S_0 - K_0 \dot{S}_0 + C_1 (S_1 - S_0) + K_1 (\dot{S}_1 - \dot{S}_0) \\
 m_1 \dot{S}_1 &= -C_1 (S_1 - S_0) - K_1 (S_1 - S_0) + P,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где S_0 – линейное перемещение корпуса комбайна, м; S_1 – линейное перемещение исполнительного органа, м.

На основе дифференциальных уравнений получены операторным методом амплитудно-частотные характеристики рассматриваемой динамической системы:

– относительно нагрузок в опорах комбайна

$$\lambda_0(\omega) = C_0 \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{M^2(\omega) + N^2(\omega)}},
 \tag{2}$$

где ω – частота амплитудных колебаний, с;

$$M(\omega) = -m_0 m_1 \omega^4 - (m_1 C_0 + m_1 C_1 + m_0 C_1 + K_1^2) \omega^2 + C_1^2;$$

$$N(\omega) = -(m_1 K_0 + m_1 K_1 + m_0 K_1) \omega^3 + 2K_1 C_1 \omega; \quad A(\omega) = C_1;$$

$$B(\omega) = K_1 \omega;$$

– относительно нагрузок в опорной конструкции исполнительного органа

$$\lambda_1(\omega) = C_1 \sqrt{\frac{D^2(\omega) + E^2(\omega)}{M^2(\omega) + N^2(\omega)}}, \quad (3)$$

где $D(\omega) = -m_0\omega^2 + C_0$; $E(\omega) = K_0\omega$.

– между нагрузками в опорах комбайна и в опорной конструкции исполнительного органа

$$\lambda_{0,1}(\omega) = \frac{C_0}{C_1} \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{D^2(\omega) + E^2(\omega)}}. \quad (4)$$

Для получения амплитудно-частотных характеристик относительно вибраций корпуса комбайна и исполнительного органа достаточно выражения (2) и (3) разделить соответственно на жесткости C_0 и C_1 .

Исследование нагруженности опор комбайна СЛ-300/400 проводилось на руднике ЗРУ ОАО «Беларуськалий» методом тензометрирования. Корреляционный анализ осциллограмм нагрузок на опоры R_1 , R_2 , R_3 и R_4 (рис. 2) показал, что они имеют общий для всех опор вид, приведенный на рисунке 3 и аппроксимируются выражением (5):

$$K(\tau) = D_1 e^{-\alpha_1 \tau} + D_2 \cos \beta_2 \tau + D_3 e^{-\alpha_3 \tau} \cos \beta_3 \tau,$$

где τ – аргумент корреляционной функции, с; α_1 и α_3 – показатели затухания составляющих корреляционной функции, 1/с.

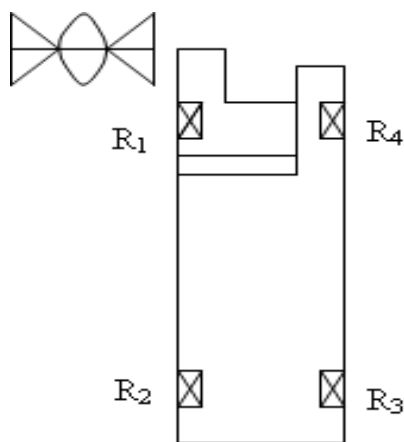


Рис. 2. Схема расположения опор комбайна СЛ-300/400

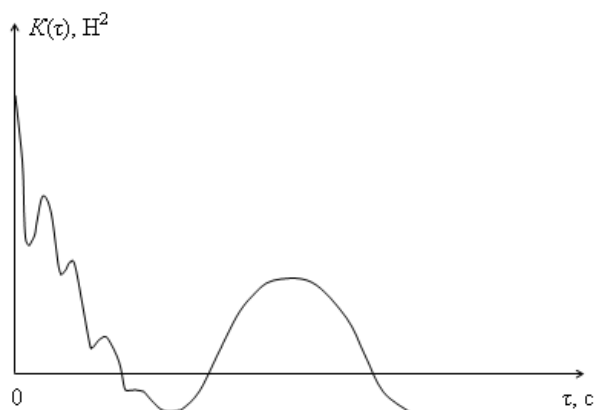


Рис. 3. Вид корреляционных функций нагрузок на опоры комбайна

В спектре динамических нагрузок на опоры комбайна имеются случайные составляющие (дисперсия D_1), периодическая составляющая (дисперсия D_2) с угловой частотой $\beta_2 = 15,7$ рад/с, соответствующей числу оборотов двухзаходного шнека, и, наконец, случайные составляющие (дисперсия D_3) с преобладающей угловой частотой $\beta_3 = 110$ рад/с, соответствующей частоте собственных колебаний трансмиссии режущей части.

В таблице 1 приведены результаты корреляционного анализа нагрузок, действующих на опоры комбайна СЛ-300/400.

Таблица 1

Результаты корреляционного анализа нагрузок, действующих на опоры комбайна

№ опоры	D_{Σ} , Н ²	D_1		D_2		D_3	
		Н ²	%	Н ²	%	Н ²	%
R_1	605000	495000	82	110000	18	–	–
R_2	231000	194000	84	16000	7	21000	9
R_3	66000	56000	85	10000	15	–	–
R_4	45000	37000	82	5000	11	3000	7

Заключение. Экспериментальными исследованиями установлено, что в спектре динамических нагрузок на опоры комбайна дисперсия, приходящаяся на случайные составляющие, равна 82-85 %, периодическая составляющая дисперсии, обусловленная неравномерным расположением резцов по периметру двухзаходного шнека равна 7-18 %, а дисперсия, приходящаяся на случайные составляющие с преобладающей частотой, соответствующей частоте собственных колебаний трансмиссии, равна 7–9 % от суммарной дисперсии вибрационной нагрузки.

Основными мерами по снижению вибрационной нагруженности корпусов очистных комбайнов можно считать установку демпферных устройств в опорной конструкции исполнительного органа и демпферных опор комбайна вместо жестких с захватом за раму.

ЛИТЕРАТУРА

1. Старовойтов, Ю.В. Методы и средства снижения динамических нагрузок в приводах выемочных машин / Ю.В. Старовойтов // Горная механика. – 2008. – № 2. – С.54–57.