

УДК 669.013.002.5:531.3

О.А. Бейгул, С.В. Мямлин, А.Л. Лепетова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПЛАТФОРМЫ НА ПНЕВМОКОЛЕСНОМ ХОДУ В ПОПЕРЕЧНОЙ ПЛОСКОСТИ

Постановка проблемы. В настоящее время прогресс металлургической промышленности тесно связан с новыми формами транспортного обслуживания. Стоит задача создания новых технологических линий с участием спецавтотранспорта, в том числе платформ на пневмоколесном ходу, которые в ряде случаев обладают неоспоримым преимуществом перед железнодорожным транспортом. К таким следует отнести автослябовозы вагонной компоновки. Они практически не имеют аналогов в практике отечественного автомобилестроения, поэтому их проектирование требует нового, нетрадиционного подхода. Для создания рациональных конструкций, удовлетворяющих требованиям надежности, долговечности и эксплуатационной пригодности, необходим ряд теоретических и экспериментальных исследований, которые бы гарантировали научнообоснованный подход при создании таких машин.

Двигательную установку у автослябовозов вагонной компоновки целесообразно размещать в пределах базы машины при помощи поддерживающей конструкции балочного или ферменного типа. В целом образуется сложная пространственная конструкция, которая совершает колебания при движении по неровностям технологических дорог. Естественным для таких систем является существование резонансных зон, где амплитуды вынужденных колебаний резко возрастают, создавая предпосылки к разрушению силовых элементов несущих систем.

Для создания конструкций, способных надежно работать на разных режимах нагружения, необходимо изучение ряда математических моделей возмущенного движения, получение собственных динамических характеристик несущих систем, обоснование таких конструктивных параметров, при которых в реальных условиях эксплуатации конструкция никогда не попадает в резонансные зоны.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] показано, что особое место в формировании внешних нагрузок на несущие системы занимает частотное воздействие, связанное с наличием динамических и кинематических возмущений при движении по неровностям технологических дорог. Рассмотрены колебания несущих систем платформ, определяются собственные динамические характеристики, частоты внешних возмущений. Расчетные нагрузки при этом зависят от соотношения частот и регламентируются отдельным расчетным случаем нагружения.

В работе [2] получены и решены дифференциальные уравнения возмущенного движения самоходной металлургической платформы на пневмоколесном ходу в продольной плоскости с учетом упругого подвешивания силовой установки. Из соответствующих частотных уравнений получены три собственные частоты платформы в продольной плоскости, которые влияют на формирование динамических нагрузок при движении по неровностям технологических дорог.

Работа [3] посвящена поперечным колебаниям порталной несущей системы, полученные выражения собственных круговых частот дают основание рекомендовать закрытые профили для продольных силовых элементов несущих систем порталных машин.

Нерешенная часть общей проблемы. В работе [1] не учитывается упругое подвешивание двигательной установки, работа [2] посвящена возмущенному движению технологической платформы в продольной плоскости, работа [3] посвящена изучению колебаний порталной несущей системы в поперечной плоскости. Возмущенное движение технологической платформы в поперечной плоскости предстоит исследовать.

Цель работы состоит в разработке математической модели возмущенного движения технологической платформы на пневмоколесном ходу в поперечной плоскости с учетом упругости узлов крепления двигательной установки и получении собственных динамических характеристик системы.

Изложение основного материала. На рис.1 представлена расчетная схема платформы. Обобщенные координаты: y – вертикальное перемещение центра массы платформы; θ – угол поворота рамы в поперечной вертикальной плоскости; z – поперечное

Подставляя выражения (1) и (2) в уравнение Лагранжа второго рода, получаем следующие дифференциальные уравнения возмущенного движения в поперечной плоскости

$$(m_k + m_\partial)\ddot{y} + 4C_\partial y = 2C_\partial(h_1 + h_2); \quad (3)$$

$$(J_{k\theta} + J_{\partial\theta} + m_k h_c^2)\ddot{\theta} + (C_\partial l_k^2 + C_z h_\partial^2)\theta - C_z h_\partial z = C_\partial l_k (h_1 - h_2); \quad (4)$$

$$m_\partial \ddot{z} + C_z z - C_z h_\partial \theta = 0. \quad (5)$$

Уравнение (3) независимо, его решение после деления на $(m_k + m_\partial)$ и введения соответствующего обозначения принимает следующий вид

$$\ddot{y} + \omega_1^2 y = \frac{2C_\partial}{m_k + m_\partial} (h_1 + h_2), \quad (6)$$

где ω_1 – собственная круговая частота вертикальных колебаний платформы, 1/с.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{4C_\partial}{m_k + m_\partial}}. \quad (7)$$

Принимая синусоидальный закон изменения неровностей пути, получаем решение уравнения (6)

$$y = y_0 \cos \omega_1 t + \frac{\dot{y}_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t + \frac{h_0}{\left|1 - \frac{4\pi^2 v^2}{L^2 \omega_1^2}\right|} \cdot \left(\sin\left(\frac{2\pi vt}{L} - \psi\right) + \sin\left(\frac{2\pi(vt - 2L)}{L} - \psi\right) \right), \quad (8)$$

где y_0, \dot{y}_0 – начальные условия м, м/с;

h_0 – амплитудное значение среднестатистической неровности, м;

L – длина синусоиды аппроксимирующей неровности, м;

ψ – фазовый угол, рад.

Учитывая, что первые два слагаемых выражения (8) описывают свободные колебания, которые в реальных условиях быстро затухают, решение уравнения (6) можно записать следующим образом

$$y = \frac{h_0}{\left|1 - \frac{4\pi^2 v^2}{L^2 \omega_1^2}\right|} \cdot \left(\sin\left(\frac{2\pi vt}{L} - \psi\right) + \sin\left(\frac{2\pi(vt - 2L)}{L} - \psi\right) \right). \quad (9)$$

Уравнения (4) и (5) образуют систему, которая с учетом новых обозначений принимает следующий вид

$$\left. \begin{aligned} a_{1\theta}\ddot{\theta} + c_{1\theta}\dot{\theta} + c_{1z}z &= A_1 \sin \Psi\kappa + B_1 \sin(\Psi\kappa - \Pi); \\ c_{2\theta}\dot{\theta} + a_{2z}\ddot{z} + c_{2z}z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В системе (10) приняты такие обозначения:

$$\begin{aligned} a_{1\theta} &= J_{k\theta} + J_{\partial\theta} + m_k h_c^2; c_{1\theta} = C_3 l_k^2 + C_z h_\partial^2; c_{1z} = -C_z h_\partial; c_{2\theta} = -C_z h_\partial; \\ a_{2z} &= m_\partial; c_{2z} = C_z; A_1 = C_3 l_k h_0; B_1 = -C_3 l_k h_0; \end{aligned}$$

Решение системы (10) разыскиваем в виде

$$\left. \begin{aligned} \theta &= C_1 \cos \Psi\kappa + C_2 \sin \Psi\kappa + C_3 \cos(\Psi\kappa - \Pi) + C_4 (\Psi\kappa - \Pi); \\ z &= C_5 \cos \Psi\kappa + C_6 \sin \Psi\kappa + C_7 \cos(\Psi\kappa - \Pi) + C_8 (\Psi\kappa - \Pi). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Подставляем выражения (11) в уравнение (10), приравниваем коэффициенты при одинаковых функциях. Получаем восемь уравнений с восемью неизвестными C_i , которые образуют четыре системы. Откуда следуют выражения

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= C_3 = C_5 = C_7 = 0; \\ C_2 &= \frac{A_1(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z})}{(c_{1\theta} - \Psi^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z}) - c_{2\theta}c_{1z}}; \\ C_4 &= \frac{B_1(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z})}{(c_{1\theta} - \Psi^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z}) - c_{2\theta}c_{1z}}; \\ C_6 &= \frac{-A_1 c_{2\theta}}{(c_{1\theta} - \Psi^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z}) - c_{2\theta}c_{1z}}; \\ C_8 &= \frac{-B_1 c_{2\theta}}{(c_{1\theta} - \Psi^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Psi^2 a_{2z}) - c_{2\theta}c_{1z}}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Записываем решение системы (10), имея в виду (12),

$$\theta = C_2 \sin \Psi\kappa + C_4 \sin(\Psi\kappa - \Pi); \quad (13)$$

$$z = C_6 \sin \Psi\kappa + C_8 \sin(\Psi\kappa - \Pi). \quad (14)$$

Соответствующее частотное уравнение

$$\begin{aligned} [(J_{k\theta} + J_{\partial\theta} + m_k h_c^2)m_\partial](\omega^2)^2 - [(J_{k\theta} + J_{\partial\theta} + m_k h_c^2)C_z + \\ + (C_3 l_k^2 + C_z h_\partial^2)m_\partial]\omega^2 + C_z C_3 l_k^2 = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Или в приведенных выше обозначениях получаем

$$a_{1\theta}a_{2z}(\omega^2)^2 - (a_{1\theta}c_{2z} + c_{1\theta}a_{2z})\omega^2 + c_{2z}(c_{1\theta} + c_{1z}) = 0. \quad (16)$$

Откуда получаем

$$\omega_{2,3} = \left\{ [(a_{1\theta}c_{2z} + c_{1\theta}a_{2z}) \mp ((a_{1\theta}c_{2z} + c_{1\theta}a_{2z})^2 - 4a_{1\theta}a_{2z}c_{2z}(c_{1\theta} + c_{1z}))^{1/2}] / 2a_{1\theta}a_{2z} \right\}^{1/2}, \quad (17)$$

где ω_2, ω_3 – собственные круговые частоты несущей системы, 1/с.

Выводы. Таким образом, разработанная математическая модель возмущенного движения технологической платформы на пневмоколесном ходу в поперечной плоскости позволяет получить собственные динамические характеристики системы, которые могут быть использованы при выборе жесткостных параметров элементов крепления двигательной установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейгул О.А. Частотный аспект нагружения несущих систем платформ // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП “Системні технології”, 1998. – Вип. 2. – С. 99–101.
2. Бейгул О.А. Колебания несущей конструкции самоходной металлургической платформы с учетом упругости узлов крепления двигательной установки // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП “Системні технології”, 1998. – Вип. 4. – С. 3–8.
3. Шматко Д.З. Исследование поперечных колебаний несущих систем технологического порталного автомобиля // Системні технології. Регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП “Системні технології”, 2002. – Вип. 2 (19). – С. 82–86.

Получено 26.10.2006 г.