УДК 62.556.75

ЗАЩИТА БОРДЮРОУКЛАДЧИКА ОТ ВИБРАЦИИ

Постоев П.Н.
Научный руководитель — профессор Емельянов Р.Т.
Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Для защиты бордюроукладчика от вибрации между основанием и приемным бункером установки встраиваются упругие элементы (резиновые блоки). На рисунке 1 изображена расчетная схема виброзащиты бордюроукладчика.

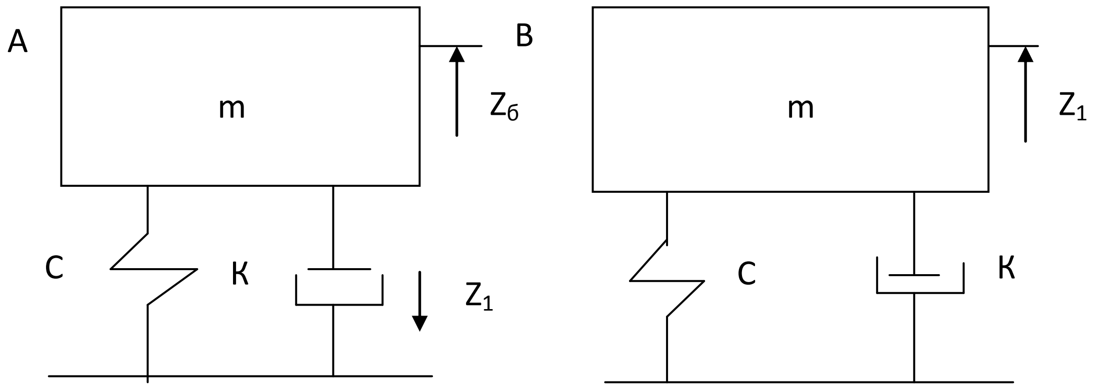

Рис. 1. Механическая модель виброзащиты
m – масса бункера со смесью; Z_1 – перемещение основания в вертикальной плоскости; $Z_б$ – перемещение бункера в вертикальной плоскости; С – жесткость амортизатора; К – коэффициент диссипации

Согласно принципу Даламбера процесс колебаний амортизируемого объекта описывается дифференциальным уравнением

$$\mathrm{m}\ddot{z}_1 + c(z_1 - z_\delta) = 0 .$$

Предполагается, что колебания вибробункера в точке размещения амортизируемого объекта имеют гармонический характер вида

$$\mathrm{F(t)} = A \sin \omega t .$$

Для вынужденных колебаний z_1 вид данного уравнения:

$$z_1 = a \times \sin(\omega t + \theta),$$

где $x = \dfrac{1}{1 - \omega^2/\nu^2} = \dfrac{1}{1 - r^2}$ – коэффициент передачи амплитуд; $\nu^2 = c/m$; $r = \omega/\nu$.

Полученное выражение позволяет исследовать изменения амплитуды колебаний в зависимости от жесткости упругого элемента и частоты колебаний бункера бордюроукладчика.

Наиболее опасно колебание объекта в резонансном режиме при совпадении частоты его собственных колебаний с частотой возмущающей силы ($\omega = r$; $r = 1$), когда амплитуда перемещения массы m неограниченно возрастает. В пределах дорезонансной ($\omega < \nu$) и после резонансной ($\omega > \nu$) зон амплитуда колебаний массы m имеет конечные значения, увеличивающиеся с ростом величины r в первой зоне и уменьшающиеся во второй зоне.

Выбор жесткости (С) упругого элемента определяется допустимой величиной перемещения амортизируемого объекта. Так, для жесткого элемента, при с $\to \infty$, собственная частота – $\nu \to \infty$, а отношение частот – r $\to$ 0. В этом случае коэффициент передачи – x $\to$ 1, а колебания массы амортизируемого объекта и вибробункера равны. Если же $r^2 \to 2$, ($\omega/\nu \to \sqrt{2}$), то $\nu \to$ -1, что означает равенство отклонений массы амортизируемого объекта и вибробункера при колебаниях в противоположных направлениях. При других значениях жесткости С, когда $0 < r^2 < 2$ и $|x| > 1$, амортизируемый объект будет колебаться с амплитудой, большей, чем амплитуда вибробункера, и, следовательно, упругость объекта вызовет увеличение воздействующих на него динамических сил.

Положительный эффект от упругой подвески объекта достигается только при малой жесткости упругого элемента, которой соответствует процесс колебаний в за резонансной области $r > \sqrt{2}$ и $|x| < 1$. При малой жесткости упругого элемента в вибробункере будут возникать резонансные колебания амортизируемого объекта. В таком случае для предотвращения чрезмерного нарастания амплитуды колебаний в систему подвески необходимо вводить демпфирование (неупругое сопротивление).

Если силы неупругого сопротивления пропорциональны первой степени скорости относительно перемещения, дифференциальное уравнение выгладит как

$$m_1 \ddot{z}_1 + c(z_1 - z_\delta) + K\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_\delta\right) = 0,$$

где К – коэффициент сопротивления гасителя.

Решение данного дифференциального уравнения:

$$z_1 = a\, x_1 \sin(\omega t + \theta_1).$$

Коэффициент передачи запишем в следующем виде:

$$x_1 = \frac{\sqrt{1 + 4r^2\, \omega^2/\nu^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\nu^2}\right)^2 + 4r^2 \frac{\omega^2}{\nu^2}}} = \frac{\sqrt{1 + 4r^2 r^2}}{\sqrt{\left(1 - r^2\right)^2 + 4r^2 r^2}},$$

где $r = \beta/\beta_{кр}$; $K_{кр} = 2\sqrt{mc}$.

Согласно последнему выражению, при наличии гасителей в системе амплитуды колебаний возмущения с любой частотой будут ограниченными. Когда требование к жесткости упругого элемента подвески ($\omega > \nu\sqrt{2}$) не может быть выполнено, применяют повышенное демпфирование (r $\approx$ 0.5 … 0.8) или упругую подвеску с большей жесткостью, для которой $\nu > \omega$ (по нормам $\nu \geq 2\omega$). Правильно подобранные элементы амортизации способствуют увеличению срока службы оборудования и стабилизации его работы. В некоторых случаях для повышения надежности работы установки параметры элементов амортизации ограничивают в соответствии с техническими условиями ее эксплуатации. В этом случае ускорения вычисляют по формуле

$$\ddot{z}_1 = \omega^2 |z_1|_{max} = \omega^2 a\, x_1$$

и сравнивают их с допустимыми, в зависимости от чего рассчитываются характеристики амортизаторов, коэффициенты жесткости и показатели демпфирования.

Наряду с защитой элементов бордюроукладчика от колебаний вибробункера сам бункер должен быть изолирован от вибрационных воздействий установленного в нем вибратора. Вращающиеся неуравновешенные массы этого оборудования вызывают как местную, так и общую вибрацию бункера. В таком случае расчёт активной системы должен быть направлен на поиск возможностей снижения воздействия возмущающего объекта на бункер. Для изоляции бункера от такого рода возмущений между ним и возмущающим объектом устанавливают упругие и упруго-вязкие элементы. Для расчета усилий, которые передаются на бункер со стороны возмущающегося объекта, рассмотрим следующую схему. Дифференциальное уравнение колебаний массы m_1 будет иметь вид:

$$m_1 \ddot{z}_1 + \beta_1 \dot{z}_1 + c_1 z_1 = P(t).$$

Предполагается, что в простом случае $P = P_0 \sin\omega t$, тогда уравнение примет вид:

$$\ddot{z}_1 + 2g\dot{z}_1 + \nu^2 z_1 = P_0/m_1 \sin\omega t.$$

Решением этого неоднородного дифференциального уравнения является равенство:

$$z_1 = A\cos\omega t + B\sin\omega t.$$

Собственные колебания бункера в этой задаче не рассматриваются (решение однородного уравнения), так как при наличии трения в системе они затухают.

В результате решения неоднородного дифференциального уравнения получим:

$$\begin{cases} (\nu^2 - \omega^2)A + 2g\omega B = 0 \\ -2g\omega A + (\nu^2 - \omega^2)B = \dfrac{P_0}{m_1}, \end{cases}$$

где $\nu = \sqrt{\dfrac{c_1}{m_1}}; \quad 2g = \dfrac{\beta_1}{m_1}.$

Неизвестные амплитуды A и B можно найти из последней системы уравнений.

$$\begin{cases} A = -\dfrac{P_0}{m_1} \cdot \dfrac{2g\omega}{(\nu^2 - \omega^2)^2 + 4g^2\omega^2} \\ B = \dfrac{P_0}{m_1} \cdot \dfrac{\nu^2 - \omega^2}{(\nu^2 - \omega^2)^2 + 4g^2\omega^2} \end{cases}$$

С учетом значений A и B решение неоднородного дифференциального уравнения может быть приведено к следующему виду:

$$z_1 = \frac{P_0}{m_1} \frac{1}{\sqrt{(\nu^2 - \omega^2)^2 + 4g^2\omega^2}} \sin(\omega t - \delta),$$

где $\delta = \mathrm{arctg}\dfrac{2g\omega}{\nu^2 - \omega^2}$.

Учитывая, что

$$\nu^2 = \frac{c_1}{m_1}; \quad \frac{g}{\nu} = \frac{\beta_1}{2m_1\sqrt{c_1/m_1}} = \frac{\beta_1}{2\sqrt{c_1 \cdot m_1}} = \frac{\beta_1}{\beta_{кр}} = \gamma,$$

решение неоднородного дифференциального уравнения можно представить в виде

$$z_1 = \frac{P_0}{c_1} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \dfrac{\omega^2}{\nu^2}\right)^2 + 4\gamma^2 \dfrac{\omega^2}{\nu^2}}} \sin(\omega t - \delta)$$

Из последнего выражения следует, что коэффициент передачи по деформациям виброизолирующего элемента составляет

$$\Delta_1 = \frac{|z_{1\max}|}{P_0} = \frac{1}{c_1\sqrt{\left(1 - \omega^2/\nu^2\right)^2 + 4\gamma^2 \cdot \omega^2/\nu^2}}.$$

Сила, которая передается от изолируемого объекта на бункер характеризуется формулой:

$$Q = m_1 \ddot{z}_1.$$

Зная значение z_1, получим

$$Q = -m_1 \frac{P_0}{c_1} \frac{\omega^2}{\sqrt{\left(1 - \omega^2/\nu^2\right)^2 + 4\gamma^2 \omega^2/\nu^2}} \sin(\omega t - \delta)$$

Тогда коэффициент передачи силы от объекта к бункеру составит

$$\Delta_2 = \frac{|Q_{\max}|}{P_0} = \frac{\omega^2/\nu^2}{\sqrt{\left(1 - \omega^2/\nu^2\right)^2 + 4\gamma^2 \cdot \omega^2/\nu^2}}.$$

Виброизоляция бордюроукладчика заключается в таком выборе жесткости упругого элемента c_1 и степени демпфирования К, при котором коэффициент передачи силы Δ_2, определяемый последней формулой, меньше единицы ($\Delta_2 < 1$).