

предельно допустимых значений согласно ГОСТу 12.1.003-83 на промышленных территориях. Рассматриваемые факторы при лабораторных исследованиях по безопасности рубительной машины HE 561 STA JENZ показали безопасность эксплуатации машины и отсутствие вредных факторов, влияющих на окружающую среду.

Библиографический список

1. Руководство по эксплуатации рубительных машин типа HE 561 STA фирмы JENZ.
2. Бершадский А.Л., Цветкова Н.И. Резание древесины. Минск: Вышэйшая школа, 1975. 303 с.
3. ГОСТ 12.1.028. Система стандартов безопасности труда (ССТБ). Шум. Определение шумовых характеристик источников шума. Ориентировочный метод. Введ. 1994-01-07. М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1983. 12 с.
4. Соснина Е.Б. Временные методические указания по расчету выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух предприятиями деревообрабатывающей промышленности. М.: Эко-Прогноз, 1992. 33 с.

УДК 676:628.517.2

В.Н. Старжинский, С.В. Совина, С.Н. Сычугов

(V.N. Starzhinskiy, S.V. Sovina, S.N. Sychugov)

(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

E-mail для связи с авторами: vsn@usfeu.ru, sovinasv@e1.ru

СНИЖЕНИЕ ШУМА ОБОРУДОВАНИЯ ЦБП С УДАРНЫМИ НАГРУЗКАМИ ЗА СЧЕТ УСТАНОВКИ ИЗЛУЧАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА УПРУГОЕ ОСНОВАНИЕ

PPI EQUIPMENT WITH IMPACT LOADS NOISE REDUCTION DUE TO INSTALLATION OF RADIATING SURFACES ON THE ELASTIC FOUNDATION

Рассмотрены вопросы возникновения и пути снижения ударного шума оборудования ЦБП.

Issues of arising and ways of reduction of shock noise in PPI equipment was considered.

Многие источники шума на предприятиях ЦБП представляют собой комбинации угловых соединений пластин различной или равной толщины, образующие замкнутые объемы в виде кожухов рабочих органов машин, подвергающихся ударным нагрузкам.

С позиций теории колебаний они представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен.

Инженерный подход к указанной задаче предполагает определенные упрощения в модели расчета. Допустимые пределы упрощений определены сравнением экспериментальных и расчетных значений излучаемого шума.

Изгибные волны, возбуждаемые ударом в плоском элементе машины, излучаются в виде звука. Часть энергии колебаний передается на сопряженные с возбужденным элементом пластины, которые также излучают звук.

Шум ударного происхождения, возникающий в различных видах оборудования ЦБП, может быть снижен несколькими путями. Во-первых, снижением величины ударной нагрузки или увеличением времени ударного взаимодействия. Так работают устройства для снижения шума рубительных машин. Во-вторых, путем увеличения коэффициентов потерь конструктивных элементов оборудования, являющихся излучателями ударного шума. На этом принципе основаны конструкции демпфирующих устройств для снижения шума круглых пил слешерных установок и режущих ножей ПРС. В-третьих, применением слоистых конструкций с упругим промежуточным слоем. Так выполнена конструкция загрузочного лотка рубительной машины.

Шум других видов оборудования ЦБП может быть снижен путем установки излучающих под действием ударов элементов машин на упругое основание. Это, например, элементы в виде пластин пересыпных лотков слешерных установок окорочных барабанов, боковые стенки кожухов рубительных машин. Все эти элементы могут устанавливаться на фундаменты через упругий слой.

Вопросы снижения ударного шума впервые возникли и начали разрабатываться для перекрытий в строительстве.

Для снижения ударного шума перекрытия в строительстве устраивают полы на упругом основании («плавающие» полы). Расчетная схема перекрытия с полом представляет собой систему двух шарнирно опертых по контуру прямоугольных плит, разделенных упругим слоем (рис. 1). Считается, что слой не воспроизводит сдвиговых усилий. В этом случае движение плит описывается системой двух уравнений [1].

$$\begin{aligned} D_1 \nabla^2 \vec{\omega}_1 + m_1 \ddot{\omega}_1 &= P - k(\omega_1 - \omega_2), \\ D_2 \nabla^2 \vec{\omega}_2 + m_2 \ddot{\omega}_2 &= k(\omega_1 - \omega_2). \end{aligned} \quad (1)$$

где D_1, D_2 – цилиндрические жесткости плит при изгибе;

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \text{ – оператор Лапласа;}$$

ω_1, ω_2 – перемещения пластин, м;

m_1, m_2 – поверхностные веса пластин, Н;

P – внешняя нагрузка.

k – приведенный коэффициент жесткости упругого основания в Н/м^3 ;

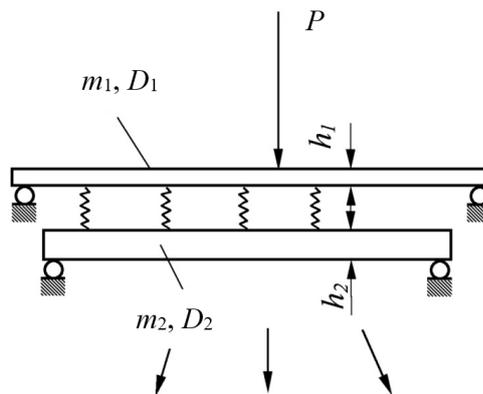


Рис. 1. Расчетная схема перекрытия с «плавающим» полом

Полученные формулы изоляции ударного шума в своей основе имеют выражение для виброизоляции колебаний системы с одной степенью свободы на фундаменте конечной или бесконечной массы. В различных частотных диапазонах учитывается

влияние подвижности нижней плиты, соотношения жесткостей верхней и нижней плит, образования волн в упругих прокладках и пр.

Опыт использования упругого основания для снижения шума оборудования ЦБП показывает, что расчет его акустической эффективности по существующим методикам для «плавающих» полов дает результаты совершенно не согласующиеся с результатами экспериментов, причем расхождения в некоторых диапазонах частот достигают 15–20 дБ и более.

Ни в одном диапазоне частот не наблюдается снижения шума, предсказываемого теорией [1] – 12 дБ на октаву. Это говорит о том, что исходные и расчетная модель в этом случае отличаются от тех, что приняты при расчете «плавающих» полов.

Величина снижения ударного шума при установке пластины на упругое основание определяется разностью между уровнями шума, излучаемого однослойной пластиной и уровнями шума, который возникает после устройства упругого основания, или же, учитывая равенство уровней звукового давления уровням колебательной скорости пластины, – разностью уровней колебательной скорости однослойной пластины на упругом основании.

Расчетная схема пластины на упругом основании представлена на рисунке 2.

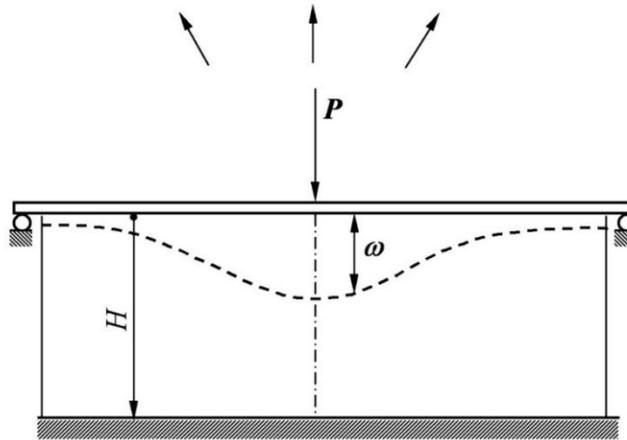


Рис. 2. Расчетная схема пластины на упругом основании

Действие пластины может быть описано дифференциальным уравнением вынужденных колебаний плиты на упругом однослойном основании [2].

В окончательном виде получена зависимость для определения величины снижения ударного шума, излучаемого элементами оборудования, за счет их установки на упругое основание, дБ:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{m^*}{m_1} + 20 \lg f - 10 \lg(t_1^2 + \eta k D) - 10 \lg \left(\frac{Sk}{m_0 t_1^2} + \frac{1}{m_0 t_1} \right) + 8, \quad (2)$$

где $m^* = m_1 + m_0$, где m_0 – масса, приходящаяся на единицу площади упругого основания, кг; m_1 – масса единицы площади поверхности пластины, кг;

f – среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц;

t_1 и k – упругие характеристики основания;

η – коэффициент потерь;

$D = \frac{E h^3}{12(1-\mu)}$ – цилиндрическая жесткость пластины (Н/м), где E – модуль упругости материала пластины, Н/м²; h – толщина пластины, м; μ – коэффициент Пуассона;

S – площадь пластины, м².

Снижение ударного шума идет со скоростью 6 дБ на октаву. Кроме того, большую роль в снижении ударного шума играет объемный вес упругого основания и его упругие характеристики.

Исследования эффективности снижения ударного шума упругим основанием и слоистыми конструкциями проводились на экспериментальных пластинах, имитирующих секцию стенок кожуха рубительной пластины. Для возбуждения шума использовалось ударное устройство, позволяющее менять частоту ударного возбуждения.

Опыты, проведенные с пластинами, установленными на жесткий фундамент через упругий слой (упругое основание), показали хорошее согласование результатов экспериментов с теоретическими положениями.

Так, например, установка экспериментальной пластины, имитирующей секцию стенки кожуха рубительной машины, на упругое основание, состоящее из сплошного слоя резины толщиной 10 мм с динамическим модулем упругости $8 \cdot 10^6$ н/м², приводит к снижению уровней ударного шума во всем диапазоне нормируемых частот (рис. 3), причем абсолютные значения величины снижения ударного шума достаточно хорошо согласуются с расчетными величинами, полученными по формуле (2).

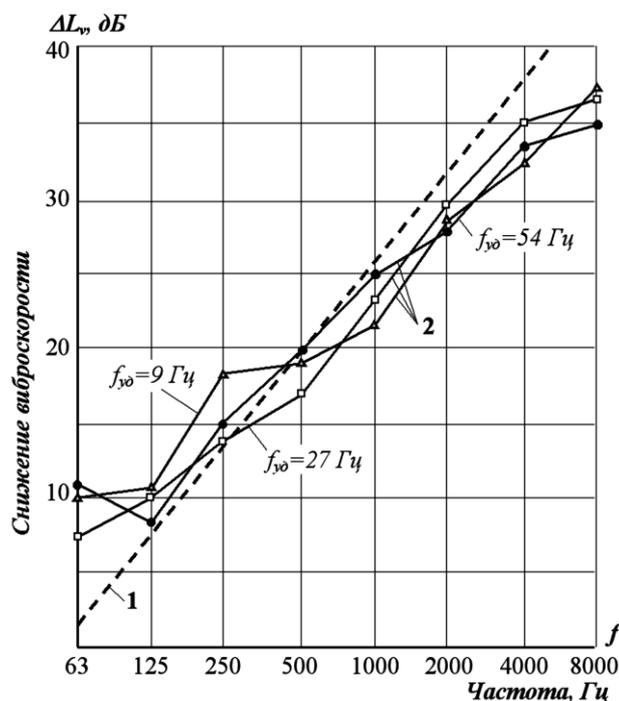


Рис. 3. Снижение виброскорости пластины толщиной 4 мм за счет установки на упругое основание при различной частоте ударов ($f_{уд}$):
1 – расчет по формуле (3); 2 – эксперимент

Полученные результаты работы могут быть использованы при акустических расчетах оборудования в других отраслях промышленности.

Библиографический список

1. Заборов В.И. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. М.: Стройиздат, 1969. 184 с.
2. Власов В.З., Леонтьев И.М. Балки, плиты и оболочки на упругом основании. М.: Физматгиз, 1960. 491 с.