

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ, ДЕФОРМАЦИОННЫХ И ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОВЫХ ПОДШПАЛЬНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время трасы метрополитена нередко прокладывают вблизи жилой застройки городов. В связи с этим обстоятельством вибрации, возникающие в зданиях, расположенных в технической зоне метрополитена, зачастую превышают допустимые по санитарным нормам. Возникает проблема в разработке эффективных технических решений, направленных на снижение уровней вибрации до допустимых с целью сохранения жилого фонда и использования территории под застройку.

Существует три типа источников вибрации и шума при движении метropоездов. К первому источнику колебаний следует отнести подвижной состав, который создает вибрацию за счет соударения вагонов, тормозной системы, работы двигателя, компрессора. Ко второму источнику колебаний относится динамическая система, включающая взаимодействие поезда с рельсо-шпальной решеткой и основанием пути. Вибрация и шум создаются также при трении образующих очертаний подвижного состава о воздух. Экспериментальные исследования показали, что наиболее значимой долей колебаний, передающихся от подвижного состава тоннельной конструкции, является вибрация основания и верхнего строения пути в результате непрерывного динамического воздействия движущейся массы вагона на рельсовый путь. При движении поезда по рельсовому пути динамическое воздействие колес на рельсы в большей степени зависит от величины упругой деформации пути. При упругом основании сосредоточенная нагрузка распределяется на несколько рельсовых опор. При жестком основании нагрузка, находясь над опорой, полностью передается только на эту опору и поэтому эпюра опорного давления имеет пикообразную форму. При этом нагрузка вызывает сильное динамическое воздействие, в результате чего возникают колебания рельсов и основания тоннеля различной частоты большой мощности. Особенно неблагоприятно на колебания сказывается перерыв в рельсовой нитке – стык, стрелки.

Имеется ряд теоретических и экспериментальных исследований, посвященных решению многих задач этой проблемы.

Японская фирма TRTA для снижения уровня вибрации от подвижного состава метро применила для виброизоляции шпал синтетическую резину толщиной 30 мм. Конструкция резинового виброизолятора представляет трапецевидное в поперечном сечении изделие, которое по внутреннему контуру соответствует трапецевидному контуру шпалы. Виброизолятор изолирует нижнюю, боковые поверхности и торцы шпалы. По имеющейся информации эффект виброизоляции составляет 10-12 дБ. Отметим, что описанная конструкция виброизолятора применима только для калиброванных полиуретановых шпал. Для виброизоляции деревянных шпал, используемых в отечественных тоннелях, данная конструкция непригодна из-за существующих геометрических допусков в размерах шпал по ГОСТ 22830-77.

Обзорная информация о других методах и технических решениях, направленных на борьбу с вибрацией и шумом, создаваемыми подвижным составом метрополитена, содержится в работе [1].

В НИИЛ «Акустика и специальные материалы» БНТУ разработана конструкция подшпального резинового виброизолятора, предназначенного для виброизоляции верхнего строения пути (ВСП) Минского метрополитена. Основная цель, которая преследовалась при разработке виброизолятора, заключалась в достижении максимального снижения уровней вибрации при динамическом воздействии подвижного состава метрополитена с учетом изменения величины нагрузки на шпалу. Кроме того, конструкция предусматривает применение деревянных

шпал с возможными допускаемыми геометрическими отклонениями в размерах шпал согласно ГОСТ 22830-77.

Виброизолятор состоит из трех элементов: нижнего, двух боковых и торцевого. Нижний элемент собирается из двух соединяемых изделий, имеющий одну плоскость гладкую, а вторую ребристой кососимметричной конструкцией по периметру изделия. Гладкие поверхности служат постелью шпалы и опорой основания путевого бетона, а соответствующие ребристые поверхности взаимодействуют друг с другом, образуя единый элемент. Нижняя часть боковых элементов обеспечивает плотное соединение с боковой поверхностью нижнего элемента и позволяет регулировать ширину виброизолятора в зависимости от геометрических размеров.

Опытные образцы резиновых виброизоляторов имеют две системы виброизолирующих элементов – высокие (высота $h_b = 2,8$ см, ширина $a = 1,25$ см, общая длина 142,4 см) с площадью опирания $F_b^0 = 198$ см² и низкие (высота $h_n = 2,2$ см, ширина $a = 1,25$ см, общая длина 154,6 см) с площадью опирания $F_n^0 = 223$ см². Используемая для изготовления виброизоляторов резина ИРП-1347 имеет статический модуль упругости $E_\infty = 1,49$ МПа.

При малых статических нагрузках работают только высокие элементы, а при некоторой переходной нагрузке $P_{пер}$ к ним подключаются низкие элементы. Величина переходной нагрузки определяется разностью δ высоты элементов ($\delta = 0,6$ см), начальным коэффициентом формы высоких элементов $K_{ф.в}^0$ и статическим модулем упругости резины

$$P_{пер} = F_b^0 \cdot K_{ф.в}^0 \cdot E_\infty \frac{\delta}{h_b - \delta}. \quad (1)$$

Начальный коэффициент формы K_ϕ^0 определяется отношением площади опирания к площади боковых поверхностей элементов виброизолятора

$$K_\phi^0 = 1 + m \frac{F_b^0}{F_{бок.в}^0}. \quad (2)$$

Вследствие большой длины элементов по сравнению с их шириной коэффициент формы может определяться по упрощенной формуле

$$K_\phi^0 = 1 + m \frac{a}{2h}. \quad (3)$$

Коэффициент m для основания виброизолятора, выполненного заодно с резиновой прокладкой, выбирается равным $m = 4,67$. Для того, чтобы учесть деформацию прокладки вследствие малого модуля упругости резины, принимаем эффективную высоту высоких элементов $h_b^{эфф} = 3$ см. При этом начальный коэффициент формы высоких элементов $K_{ф.в}^0 = 1,973$, значение переходной нагрузки на один виброизолятор $P_{пер} = 14,55$ кН.

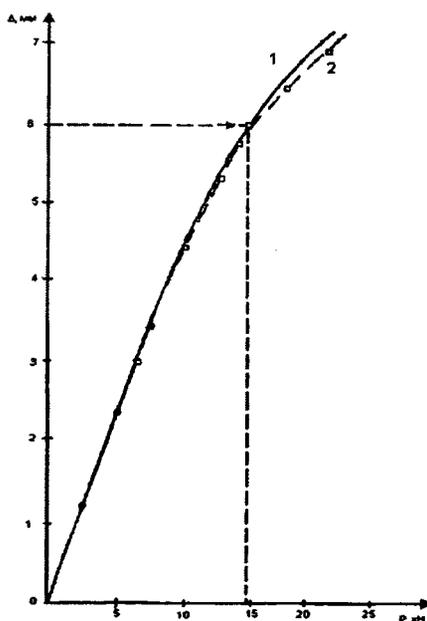
При статической нагрузке, превышающей переходную, начинают деформироваться низкие виброизолирующие элементы. При отсутствии взаимодействия между высокими и низкими элементами справедливо следующее соотношение между статической нагрузкой P и осадкой Δ виброизолятора

$$P = P_b + P_n = \frac{F_b^0 K_{ф.в}^0 E_\infty}{h_b^0 - \Delta} + \frac{F_n^0 K_{ф.н}^0 E_\infty (\Delta - \delta)}{h_n^0 - (\Delta - \delta)}, \quad (4)$$

где P_v, P_n – нагрузки, приходящиеся на высокие и низкие элементы виброизолятора. Для системы низких элементов имеем (приняв как это сделано для высоких элементов, $h_n^{\text{эфф}} = 2,4$ см) $K_{\phi, v}^0 = 2,216$. Задавая значения $\Delta > \delta$, по соотношению (4) можно построить зависимость осадки виброизолятора от статической нагрузки при $P > P_{\text{пер}}$ (табл. 1, рис. 1).

Таблица 1 – Осадка виброизолятора при $P > P_{\text{пер}}$

Δ , см	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
P_v , кН	16,09	17,72	19,40	21,17	23,01
P_n , кН	1,58	3,20	4,91	6,69	8,56
P , кН	17,67	20,92	24,31	27,86	31,57



*Рис. 1. Зависимость осадки амортизатора от нагрузки:
1 – экспериментальная зависимость, 2 – расчетная зависимость*

Как видно из рис. 1, расчетная зависимость осадки амортизатора от статической нагрузки (кривая 2) несущественно отличается от определенной экспериментальным путем кривой 1, что подтверждает правильность выбранных для расчета коэффициентов и сделанных допущений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорман, И.Я. Обзорная информация (борьба с вибрацией и шумом, создаваемыми поездами метрополитена) / И.Я. Дорман. – М., 1973.