

УДК: 53.99.02

В.Л. Крупенин¹ доктор техн. наук, д.ч. РАЕ

Е.А. Божко² чл.-корр НАН Украины, доктор техн. наук,

О.О. Мугин¹ канд. техн. наук,

К.Б. Мягкохлеб¹ канд. техн. наук.

¹Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук машиноведения РАН

(Россия, г. Москва E-mail: omugin@imash.ru)

²Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины (г. Харьков, E-mail: mkb2004@ukr.net)

О НЕКОТОРЫХ ПОДХОДАХ К СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИИ, ПЕРЕДАВАЕМОЙ ТРАНСПОРТНЫМИ СРЕДСТВАМИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Рассматривается проблема подавления вибрации, создаваемой поездами метрополитена. Снижение вибрации, возникающей при взаимодействии железнодорожного состава и рельсов в контакте "рельс-колесо" осуществляется посредством размещения под верхним строением пути гидравлических виброизоляторов с внутренними инерционными элементами. Прогнозируется усиление эффекта виброизоляции (на 6-30 дБ) при сохранении необходимой величины статической жесткости.

Considers the problem suppressing vibration caused by underground. Reduced vibration generated by the interaction of trains and rails in contact "rail-wheel" performed by placing a permanent way of hydraulic vibration isolators with inner inertial elements. Predicted enhancement of the effect of vibration isolation (by 6-30 dB) while maintaining the necessary amount of static stiffness.

Современную транспортную сеть в крупных городах и мегаполисах невозможно представить без наиболее совершенного вида массового транспорта - метрополитена, позволяющего обеспечить наибольший провоз пассажиров. Рост интенсивности движения на линиях, их более интенсивная загрузка и строительство новых линий метрополитена, приводят к необходимости учета возможных воздействий поездов на окружающую застройку.

Любой вид транспорта, особенно рельсовый является источником колебаний, передающихся через грунтовую среду на расположенные вблизи транспортных магистралей сооружения и вызывающих их вибрацию, которая сказывается как на техническом состоянии зданий, так и на санитарно-гигиенических условиях пребывания в них людей. Поэтому в последнее время в нормативные документы вводятся все более жесткие нормы на вибрацию и шум [1].

Известно, что линии метрополитена мелкого заложения являются источником повышенной вибрации, которая распространяется по грунту и передается на фундаменты зданий, расположенных в технической зоне метрополитена [2]. Поэтому возникает необходимость снижения уровней вибрации и структурного шума в застройке, прилегающей к проектируемым и строящимся линиям метрополитена.

В данной статье предлагается метод снижения вибрации, возникающей от движения состава через рельсы на основание (грунт) путем размещения под верхним строением пути гидравлических виброизоляторов с внутренними инерционными элементами.

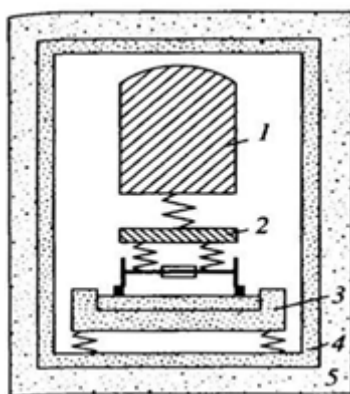


Рис. 1. Модель системы подвижного состава метрополитена

На рис. 1 представлена модель системы подвижного состава метрополитена (на примере вагона подвижного состава), состоящая из вагона 1, тележки вагона 2, тоннеля, пути 3 и обделки тоннеля 4, опирающейся на грунт 5.

Основным источником возбуждения вибрации является точка

взаимодействия колес тележки поезда и рельсов, по этому основная задача - это снижение вибрации, возникающей при взаимодействии подвижного состава и верхнего строения пути (рельсов) в контакте "рельс-колесо" (рис. 2.) на станциях метрополитена и в тоннелях, а также при их последующем распространении по грунту и действию на расположенные вблизи наземные сооружения.

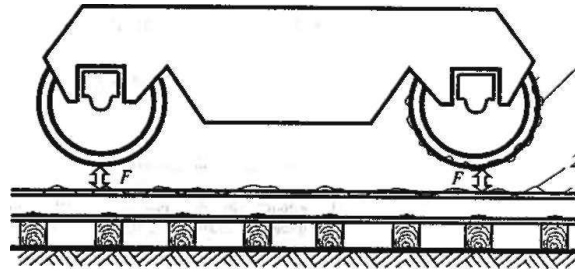


Рис.2. Взаимодействие подвижного состава и пути при движении:

1 — неровности на поверхности катания колеса; 2 — волнообразный износ на по-верхности катания рельса

При рассмотрении данной задачи мы находимся в системе координат связанных поездом при установившемся равномерном движении поезда в продольном направлении.

Применяемые сейчас пути виброизоляции можно разделить на два класса:

1. Виброизоляция колеса (покрытие резиной обода) рельсового транспорта (Великобритания, Германия)
2. Виброизоляция пути (Россия, Украина, США, Япония).

Упомянем запатентованную и применяемую в России так называемую сборную резиновую виброзащитную оболочку для верхнего строения пути изображенную на рис. 3.

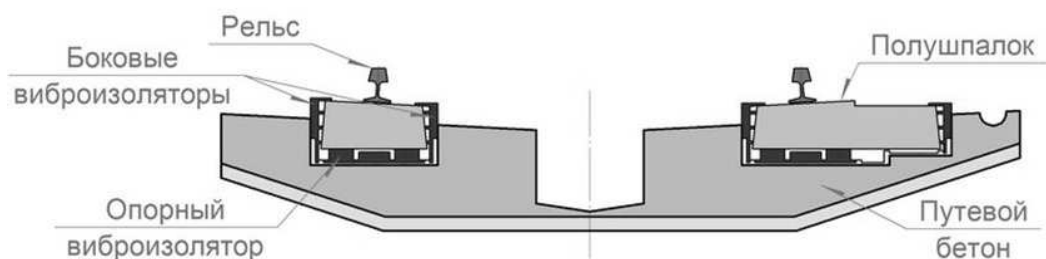


Рис. 3 Сборная резиновая виброзащитная оболочка для верхнего строения пути.

Эта виброзащитная оболочка монтируется на полушпалке и помещается в

жесткий короб из стеклофибробетона. В коробе размещены и прижаты к полушпалку резиновые опорный и боковые виброизолирующие элементы.

Исследования, проведенные Общероссийским Общественным Объединением "Тоннельная ассоциация России" [2], показали, что превышение уровня вибрации на станциях метрополитена и в тоннелях над санитарными нормами наблюдается в октавах с центральными частотами 16, 31,5 и 63 Гц. (Рис. 4.)

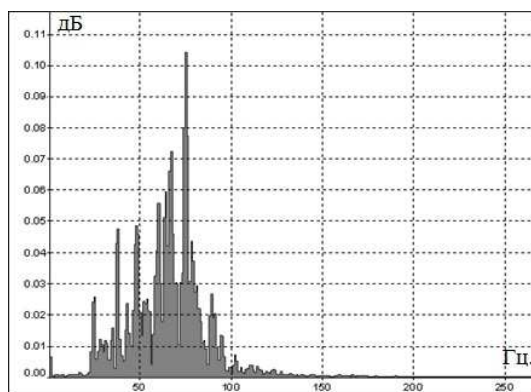


Рис. 4. Спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта в районе рельсовой трассы.

Снижение вибрации в полосе частот 16-67 Гц можно выполнить применением виброизоляторов с внутренними инерциальными элементами [3]. Результатом является снижение динамической жесткости виброизолятора в определенном заранее заданном частотном диапазоне.

Изобразим систему, приведенную на (рис. 2) с добавлением на участке путь – основание гидравлического виброизолятора в виде эквивалентной механической системы, используя при расчетах методы теории цепей, импеданса и теорему Тевинина об эквивалентной системе [3-5] (рис. 6).

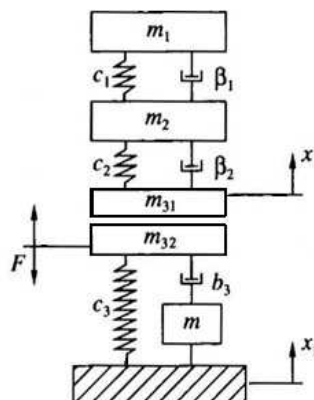


Рис. 5. Модель механической системы с гидроопорой.

Где: m_1 - масса вагона, m_2 - масса тележки, β_1 - конструкционное демпфирование подвески вагона, β_2 - конструкционное демпфирование подвески тележки, c_1 - жесткость подвески выгона, c_2 - жесткость подвески тележки, b_3 - линейное демпфирование виброизолятора, c_3 - жесткость виброизолятора, m - масса инерционного трансформатора. x - перемещение верхнего строения пути, x_1 - перемещение грунта

Вагон подвижного состава с тележкой, содержащий пружины и демпферы, устанавливается на рельсовый путь (верхнее строение пути), опирающийся на дополнительный элемент - инерционный трансформатор с приведенной массой m . Возбуждающая сила F действует через массу m_{31} (колесо) на массу m_{32} (путь). При некоторых условиях наступает разрыв, тогда имеет место ударные нагрузки [6], которые будем выражать как взаимодействие: тел с массами m_{31} и m_{32} . В данной работе рассматривается задачу в пренебрежении ударами, учет соударений предполагается провести в последующих работах.

Динамическая жесткость рассматриваемого виброизолятора, в отличие от обычного (у которого приведенная масса $m = 0$) будет:

$$\left| \frac{F}{x}(i) \right| = D = | [(-\omega^2 m)^{-1} + (i\omega b_3)^{-1}]^{-1} + c_3 | \quad (1)$$

где ω - частота, i - мнимая единица, b_3 - линейное демпфирование виброизолятора, c_3 - жесткость виброизолятора, m - масса инерционного трансформатора.

На виброизолятор установлены массы (вагона, тележки и рельсового пути). Суммарная динамическая жесткость D_c такой системы при действии на массу силы F составит

$$D_c = D_0 + D_1 - (m_3 \omega^2), \quad (2)$$

где D_0 - динамическая жесткость объекта (вагона и тележки), D_1 - суммарная динамическая жесткость виброизолятора и основания, ω - частота, m_{32} - масса пути.

Динамическая жесткость объекта

$$D_0 = \{ [c_2(1 + i\beta_2)]^{-1} + \{ [c_1(1 + i\beta_1)]^{-1} - (m_1 \omega^2)^{-1} \}^{-1} - m_2 \omega^2 \}^{-1}, \quad (3)$$

ω - частота, i - мнимая единица, c_1 - жесткость подвески выгона, c_2 - жесткость подвески тележки, m_1 - масса вагона, m_2 - масса тележки, β_1 - конструкционное демпфирование подвески вагона, β_2 - конструкционное демпфирование подвески тележки.

Суммарная динамическая жесткость виброизолятора и основания:

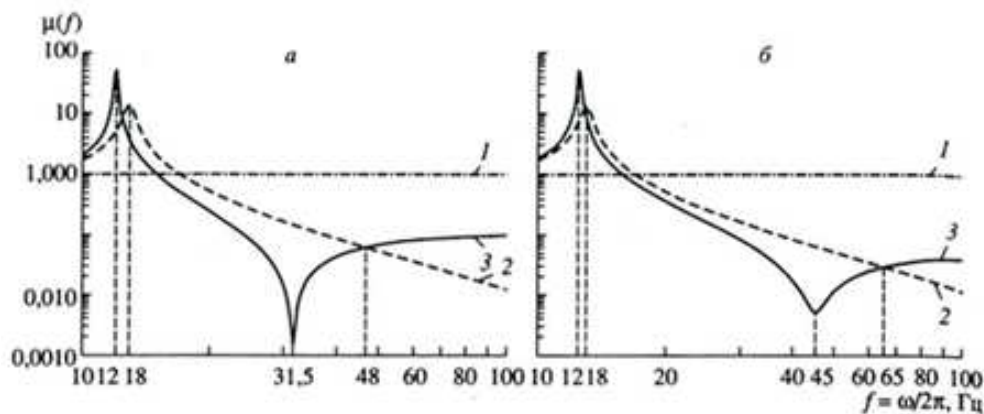
$$D_1 = \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{D_f} \right)^{-1} \quad (4)$$

где D - динамическая жесткость виброизолятора, D_f - динамическая жесткость основания.

Для определения эффективности работы виброизолятора введем передаточную функцию F_f

функцию по силе $T(i) = \frac{F_f}{F}(i)$, где F -сила, возникающая в контакте колесо-рельс; F_f - сила, действующая на основание.

Из передаточной функции, построенной с помощью формул (1)-(4), получаем коэффициент передачи $\mu(\omega) = |T(i)|$. На рис. 6 приведены



зависимости коэффициентов передач от частоты.

Рис. 6. Зависимости коэффициентов передач.

Сравним на рис. 6 кривые коэффициентов передач для систем виброизоляции с виброизолятором (настроенного на частоту 31,5 (а) и 45 Гц (б)) с внутренними инерциальными элементами (кривые 3), обычным виброизолятором с приведенной массой $m = 0$ (кривые 2) и без виброизолятора

(кривые 1).

Из анализа кривых рис. 6 видно, что резонансная частота системы с виброизолятором с внутренними инерциальными элементами будет находиться на частоте более низкой (смещается влево), чем у обычной системы виброизоляции. Кроме того, частота резонанса динамической жесткости виброизолятора с внутренними инерциальными элементами совпадает с частотой нуля коэффициента передачи.

Таким образом вибрации на частоте резонанса динамической жесткости гидропоры не будут переданы на основание. Кроме того существует диапазон частот около которого коэффициент передач стремиться к минимуму, что с одной стороны позволяет снизить требования к точности изготовления гидропор, а с другой расширить полосу частот на которых гидропора будет эффективно работать.

В таблице 1 приведен анализ частотных зависимостей коэффициента передачи виброизолятора с внутренними инерциальными элементами, настраиваемыми на частоты 31,5 и 45 Гц.

Таблица 1.

Характеристика виброизолятора	Виброизолятор с внутренними инерциальными элементами	
	31,5	45
Частота настройки, Гц	31,5	45
Смещение резонансного пика в сторону более низких частот	наблюдается	наблюдается
Величина снижения вибрации на частоте настройки, дБ	6-14	6-12
Снижение вибрации в полосе частот по сравнению с обычной виброизоляцией, Гц	12-45	12-65

Так же данная система может быть успешно применена для виброзащиты путевого пространства скоростных поездов типа «Красная стрела», «Сапсан» и т.д. при скоростях движения 200 – 280 км/ч частоты максимальных виброускорений передаваемых на грунт будут приближаться к 130 Гц.

На рис. 7 представлена экспериментально полученная частотная зависимость коэффициента передачи для виброизолятора (гидроопоры) с использованием инерционности и демпфирования (при настройке виброизолятора на частоту 130 Гц): 1 - белый шум (max), 2 - белый шум (min). Виброизолятор нагружали статической нагрузкой 700 кг. Испытания проводили на экспериментальном стенде, который снабжен электронно-измерительной системой, позволяющей проводить измерения различных вибрационных характеристик процесса, в том числе комплексной жесткости и механического импеданса

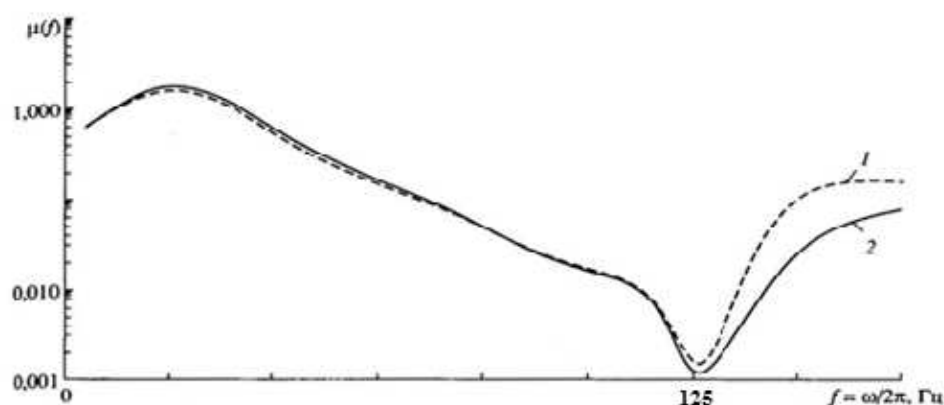


Рис. 7 Частотная зависимость коэффициента передач гидроопоры

Из анализа кривых, представленных на рис. 7, видно, что эффект повышенной виброизоляции наблюдается в полосе частот 115-135 Гц. Настройка такого виброизолятора на частоту 45 Гц возможна путем уменьшения толщины и увеличения числа промежуточных камер, а также другими изменениями. Сложность течения жидкости в камерах требует, для получения желаемого результата, дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

На рисунке 8. показаны экспериментально полученные спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта при виброизоляции рельсовой трассы.

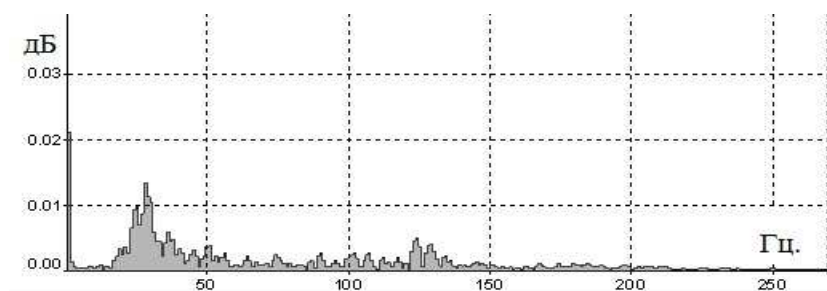


Рис. 8. Спектры вертикальных виброускорений колебаний грунта в районе рельсовой трассы после установки виброизоляторов.

Анализ рис. 5 и 8 показывает, что эффективность виброзащитной оболочки по данным измерений составляет: 1. В октавной полосе 31,5 Гц: 6 дБ – на частоте 25 Гц; 18,3 дБ – на частоте 37,5 Гц. 2. В октавной полосе 63 Гц: 22,5 дБ – на частоте 50 Гц; 30,7 дБ – на частоте 66,7 Гц.

Полученные результаты свидетельствуют об усилении эффекта виброизоляции пути при помощи виброизоляторов с внутренними инерциальными элементами обеспечивает усиление эффекта виброизоляции в полосе частот 16-67 Гц. на 6 - 30,7 дБ при сохранении необходимой величины статической жесткости и, следовательно, устойчивости объектов при установке их на виброизоляторы.

На динамику подобных систем большое влияние могут оказать соударения элементов конструкций [6] Учет этих факторов будет проведен в дальнейших работах.

В заключение сделаем несколько принципиальных замечаний.

1. Необходимость обращения к подобным задачам диктуется, прежде всего, тем обстоятельством, что защита зданий и сооружений в городах от разрушения, вызванного воздействием вредных воздействий вибраций приобретает особую актуальность с ростом скоростей и интенсивностью движения
2. Вибрации, передаваемые через грунт на конструкции зданий, воспринимаются как неприятные низкочастотные колебания, ухудшающие самочувствие людей и работу прецизионных приборов, или как беспокоящий шум (гул).

3. Предложенные модели позволяют также исследовать и вибрации возникающие от движения наземного рельсового транспорта.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 13-08-90419 Укр_ф_а) и Государственного фонда фундаментальных исследований Украины (проект № Ф53.7/038).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СНиП 23-03-2003. Защита от шума. М.: Госстрой России, 2003.
2. Комплекс нормативных документов по оценке шума и вибрации от метрополитена.
Сб. нормативных документов МОО "Тоннельная ассоциация". М.: ТИМР, 1998.
3. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. М.: Физматлит, 2004. 176 с.
4. Сирил М. Харрис, Чарльз И. Крид. Справочник по ударным нагрузкам. Л.: Судостроение, 1980. 360 с.
5. Обморшев А.Н. Введение в теорию колебаний. М.: Наука, 1965. 276 с.
6. Vladimir I. Babitsky, Vitaly L. Krupenin Vibration of Strongly Nolinear Discontinuous Systems. Berlin. Springer, 2001 380 с.