

УДК 625.242.001.

Солоненко Владимир Гельевич – д.т.н., профессор (Алматы, КазАТК)
 Касымова Акмаржан Касымбековна – ст. преподаватель (Алматы, КазАТК)
 Сулеева Нургуль Зинабдиновна – преподаватель (Алматы, КазАТК)
 Узбекова Сандугаш Бакыткызы – преподаватель (Алматы, КазАТК)

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ И СОПРОТИВЛЕНИЯ ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Для определения необходимой величины статического прогиба и степени демпфирования рессорного подвешивания, необходимо знать, каково же их влияние на амплитудно-частотную характеристику. Такой анализ даёт возможность установить требования к параметрам рессорного подвешивания, обеспечивающего наиболее благоприятные статистические характеристики колебаний вагона, а, следовательно, и улучшенное воздействие на путь.

Уравнения вынужденных колебаний четырёхосного вагона на тележках с одноступенчатым рессорным подвешиванием аргументированы в работе [1] однако, так как спектральная плотность амплитуд колебаний обрессоренной массы равна произведению квадрата амплитудной частотной характеристики на спектральную плотность воздействия неровностей пути, то важность определения частотной характеристики становится очевидной [1].

Известно, что зависимости для получения передаточных функций колебаний галопирования и подпрыгивания могут быть найдены путём применения к дифференциальным уравнениям интегрального преобразования Лапласа, которое позволяет сделать переход от функции действительного переменного по времени t к функции комплексного переменного ω [2]_i.

Переходя от преобразования Лапласа к преобразованию Фурье, получим выражения амплитудно-частотных характеристик колебаний галопирования и подпрыгивания вагона.

Вагон, у которого центр тяжести обрессоренных масс не совпадает с осью симметрии продольного сечения вагона, частотные характеристики колебаний галопирования и подпрыгивания определяются соответственно равенствами:

- галопирования

$$W_{\theta}(i\omega) = \frac{(a_{10} - \omega^2 + i\omega a_{11}) \sum_{i=1}^{2n} l_i (\varepsilon_i + i\omega k_i) e^{-i\omega t_i} - (b_{10} + i\omega b_{21}) \sum_{i=1}^{2n} (\varepsilon_i + i\omega k_i) e^{-i\omega t_i}}{2I_y [(a_{10} - \omega^2 + i\omega a_{11})(b_{20} - \omega^2 + i\omega b_{21}) - \dots - (b_{10} + i\omega b_{11})(a_{20} + i\omega a_{21})]}, \quad (1)$$

- подпрыгивания

$$W_z(i\omega) = \frac{(b_{20} - \omega^2 + i\omega b_{21}) \sum_{i=1}^{2n} (\varepsilon_i + i\omega k_i) e^{-i\omega t_i} - (a_{20} + i\omega a_{21}) \sum_{i=1}^{2n} l_i (\varepsilon_i + i\omega k_i) e^{-i\omega t_i}}{2m_{\kappa} [(a_{10} - \omega^2 + i\omega a_{11})(b_{20} - \omega^2 + i\omega b_{21}) - \dots - (b_{10} + i\omega b_{11})(a_{20} + i\omega a_{21})]}, \quad (2)$$

Амплитудно-частотная характеристика определяется по формулам:
 для колебаний галопирования:

$$|W_{\theta}(i\omega)| = \frac{\xi k (\eta^2 + \omega^2)}{2I_y \sqrt{[\eta b_{20} + (b_{21} - \eta)\omega^2]^2 + \omega^6}}, \quad (3)$$

для колебаний подпрыгивания:

$$|W_z(i\omega)| = \frac{vk(\eta^2 + \omega^2)}{2m_k \sqrt{[\eta a_{10} + (a_{11} - \eta)\omega^2]^2 + \omega^6}}, \quad (4)$$

где

$$\xi = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{2n} l_i \cos \omega \tau_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{2n} l_i \sin \omega \tau_i\right)^2}, \quad (5)$$

$$\eta = \frac{\mu c}{k},$$

$$v = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{2n} l_i \sin \omega \tau_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{2n} l_i \cos \omega \tau_i\right)^2}, \quad (6)$$

ξ, v – коэффициенты неодновременности воздействия неровностей пути на различные колёса вагона, ξ – зависит от базы вагона и тележки, частоты и скорости движения; v – от скорости движения и частоты.

Из приведенных выражений следует, что амплитудно-частотные характеристики колебаний галопирования и подпрыгивания зависят от частоты вынужденных колебаний, жесткости рессорного подвешивания, сопротивления демпферов, конструктивных параметров кузова и коэффициента неодновременности воздействия неровностей пути на различные колеса вагона.

Для установления влияния на амплитудно-частотную характеристику только жесткости рессорного подвешивания и сопротивления демпфера выделим из выражений (3) и (4) множители, не содержащие коэффициенты ξ и v , которые не зависят от жесткости и сопротивления. В результате получим:

$$|A_\theta(i\omega)| = \frac{k(\eta^2 + \omega^2)}{2I_y \sqrt{[\eta b_{20} + (b_{21} - \eta)\omega^2]^2 + \omega^6}}, \quad (7)$$

$$|A_z(i\omega)| = \frac{k(\eta^2 + \omega^2)}{2m_k \sqrt{[\eta a_{10} + (a_{11} - \eta)\omega^2]^2 + \omega^6}}, \quad (8)$$

Представив графически выражения (7) и (8), получим зависимость амплитудно-частотной характеристики от частоты воздействия ω , то можно проанализировать влияние параметров рессорного подвешивания на величину амплитудно-частотной характеристики. В результате получены зависимости для колебаний галопирования и подпрыгивания обрессоренных масс грузового вагона при различных жесткостях рессорного подвешивания и сопротивления демпферов. В случае сопротивления пропорционального перемещению, или постоянного сухого трения, коэффициент сопротивления вводится в расчеты в виде эквивалентного коэффициента вязкого

сопротивления, пропорционального скорости перемещения. Для этого была рассчитана и графически представлена на рисунке 1 зависимость эквивалентного коэффициента сопротивления от относительного трения, пропорционального перемещению, для грузового вагона [3].

масса гружёного вагона $m = 7,65 \text{ т} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{м}^{-1}$

1,2,3,4-соответственно при $\nu = 1,5; 2,4; 3,5; 4,0 \text{ гц}$

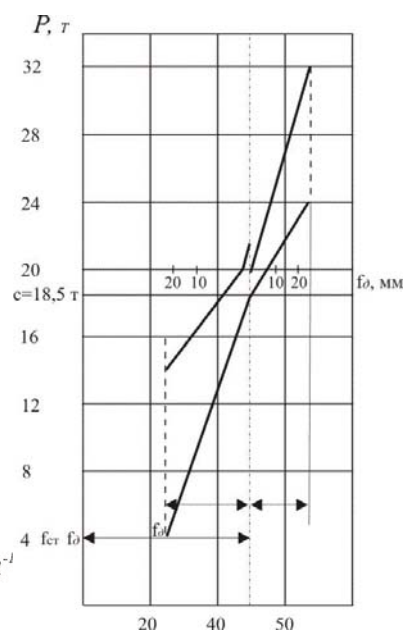
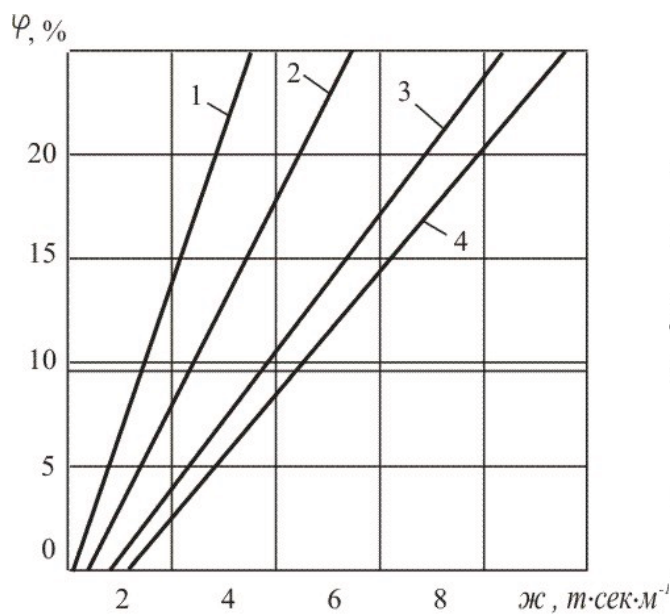


Рисунок 1. Зависимость эквивалентного коэффициента сопротивления гасителя колебаний k от величины относительного трения φ

Рисунок 2. Диаграмма – нагрузка динамический прогиб рессорного подвешивания с фрикционным гасителем колебаний

Из рисунка 1 видно, что если относительное трение составляет 10-12%, то при жесткости рессорного подвешивания $\mathcal{K}=400 \text{ т/м}$, обладающего собственной частотой колебаний 2,4гц, эквивалентный коэффициент вязкого сопротивления равен 1,7-2,1т·сек·м⁻¹

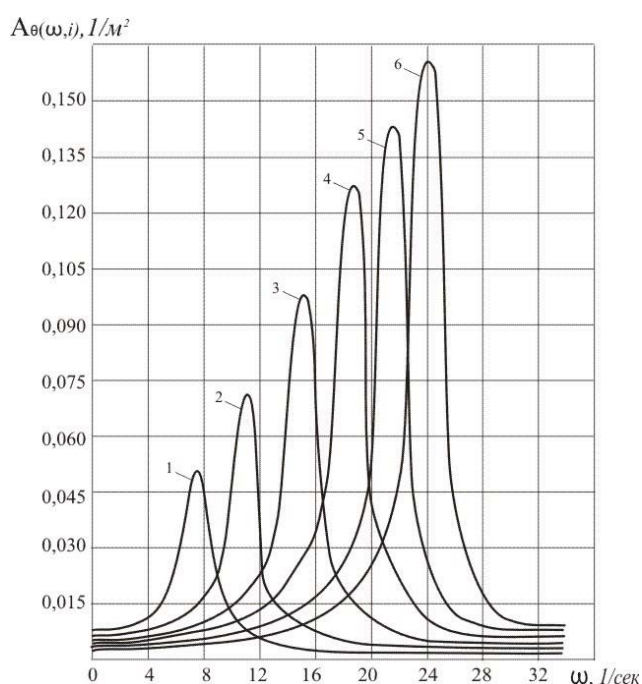
В настоящее время в тележках грузовых вагонов применяются фрикционные демпферы, в которых сопротивление колебаниям создается вследствие сухого трения между деталями фрикционного гасителя. Фрикционные демпферы устроены так, что нормальное давление между трущимися поверхностями пропорционально величине сжатия упругих элементов рессорного подвешивания. Результаты измерения сил трения в процессе колебаний клинового демпфера тележки ЦНИИ-ХЗ показали (рисунок 2), что силы трения непостоянны и изменяются в зависимости от динамического прогиба рессорного подвешивания.

Амплитудная частотная характеристика рассчитывалась следующим образом: сначала задаются определенные значения сопротивлений демпфера и варьируют величиной жесткости рессорного комплекта, что позволяет установить влияние изменения жесткости в довольно широком диапазоне на характер и величину амплитудной частотной характеристики. Такая зависимость для колебаний галоупирования (рисунок 3) дана для коэффициента сопротивления демпфера k , равного 1,7т·сек·м⁻¹. Поскольку коэффициент неодновременности воздействия неровности ξ не зависит от жесткости и степени демпфирования, то он не учитывался. При расчетах в качестве исходных данных были

приняты следующие значения параметров, входящих в выражение (2.36): $l = 4,32$ м; $I_y = 130$ т·м·сек²; $\lambda = 100; 200; 300; 400; 600; 800; 1000$ т/м. Анализ амплитудных частотных характеристик (рисунок 3) показывает, что максимальная величина их существенно увеличивается с ростом жесткости рессорного подвешивания и при этом смещается в область больших частот.

На рисунке 4 приведены амплитудно-частотные характеристики для колебаний подпрыгивания, при определении которых было принято одинаковое сопротивление демпфера, равное $k = 1$ т·сек²·м⁻¹ и масса кузова $m_k = 7,65$ т·сек²·м⁻¹.

Если учесть, что с увеличением скорости движения частота воздействия длинных неровностей увеличивается, то, безусловно, преимущество остается за более гибким рессорным подвешиванием.

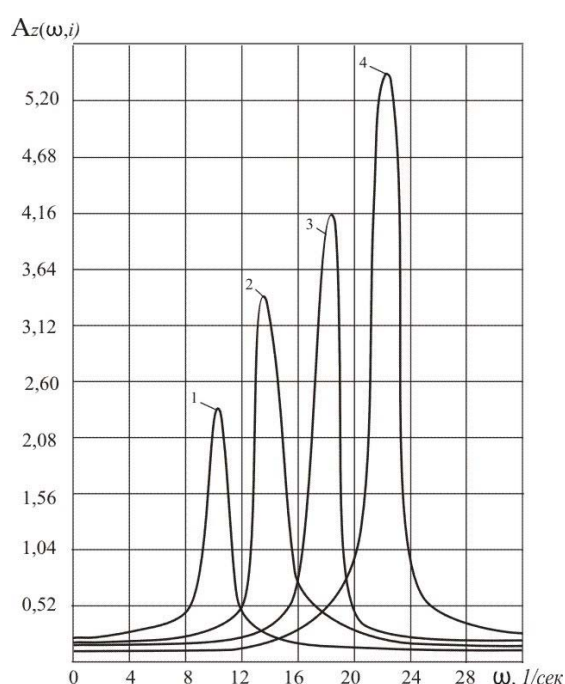


Сопротивление демпфера

$$k = 1,7 \text{ т} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^{-1},$$

1,2,3,4,5,6 - для жёсткости рессорного подвешивания соответственно 100; 200; 300; 400; 600; 800; 1000 т/м

Рисунок 3. Амплитудно-частотная характеристика колебаний галопирования



Сопротивление демпфера

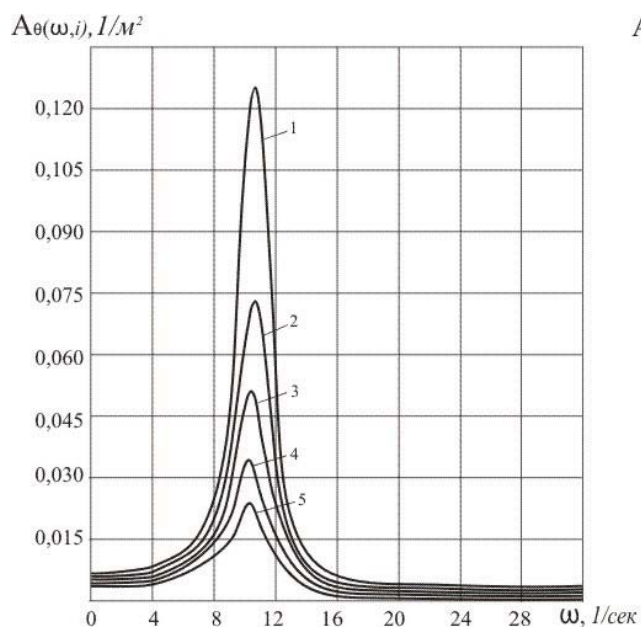
$$k = 1,0 \text{ т} \cdot \text{сек} \cdot \text{м}^{-1},$$

1,2,3,4 - для жёсткости рессорного подвешивания соответственно 200; 400; 600 т/м

Рисунок 4. Амплитудно-частотная характеристика колебаний подпрыгивания

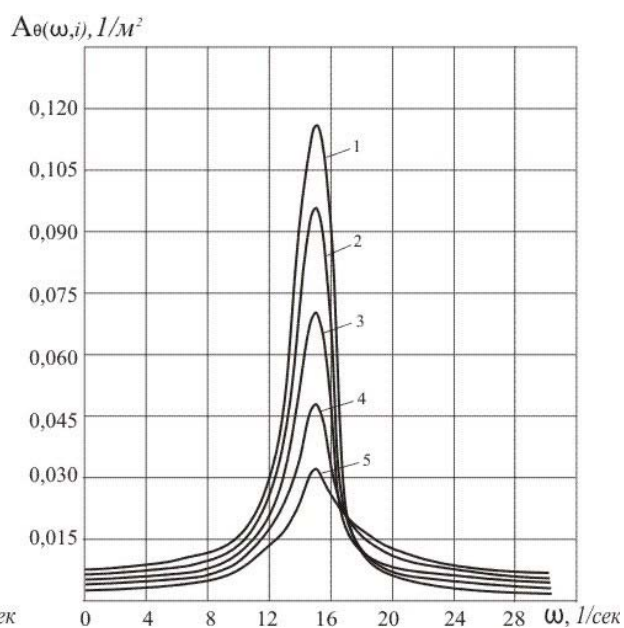
Учитывая, что реальный путь содержит и короткие, и длинные неровности, было бы наиболее целесообразным иметь возможность менять жесткость рессорного подвешивания в зависимости от частоты воздействия неровностей.

Рассмотрим, как влияет сопротивление гасителя на амплитудно-частотную характеристику колебаний. Графики для колебаний галопирования (рисунок 5, 6) приведены для рессорного подвешивания с жесткостью 200, 400, 600, 1000 т/м. Величина жесткости, равная 400 т/м, соответствует жесткости рессорного комплекта тележки ЦНИИ-ХЗ. Коэффициент сопротивления демпфера рессорного комплекта в расчетах изменялся от 1 до 8 т·сек·м⁻¹.



Жёсткость рессорного подвешивания 200 т/м;
1,2,3,4,5 – для сопротивления демпфера,
соответственно, 1,0;1,7;2,5;3,5;5,0 $t \cdot сек \cdot м^{-1}$

Рисунок 5. Графики амплитудно-частотной характеристики колебаний галопирования



Жёсткость рессорного подвешивания 400 т/м;
1,2,3,4,5 - для сопротивления демпфера,
соответственно, 1,0;1,7;2,5;3,5;5,0 $t \cdot сек \cdot м^{-1}$

Рисунок 6. Графики амплитудно-частотной характеристики колебаний подпрыгивания

Проводя анализ амплитудно-частотной характеристики колебаний галопирования, приходим к выводу, что таким образом можно подобрать амплитудно-частотную характеристику колебаний подпрыгивания. Более сложный вид имеет амплитудно-частотная характеристика для системы уравнений, описывающих колебания обрессоренных масс вагона на тележках с двухступенчатым рессорным подвешиванием. Однако, качественная оценка влияния жесткости и сопротивления гасителей колебаний в обоих ступенях подвешивания на частотную характеристику остаётся той же, что и при одноступенчатом рессорном подвешивании.

Выводы

При анализе влияния параметров рессорного подвешивания не был учтён коэффициент неодновременности воздействия неровностей пути на различные колёсные пары вагона, который зависит от времени запаздывания τ_i , а, следовательно, от скорости движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Омаров А.Д., Уразбеков А.К., Солоненко В.Г. Вынужденные колебания вагонов с длинномерным грузом при воздействии случайных неровностей пути /В кн. Транспорт Евразии: взгляд в XXI век; материалы I Межд. науч.-практ. конференции, Алматы, 2000, с.16-21.
2. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков М.Н. Динамика вагонов. М., Транспорт, 1982, 352 с.
3. Омаров А.Д., Солоненко В.Г. Вынужденные колебания вагона в вертикальной плоскости при воздействии случайных неровностей пути //Алматы, Вестник КазАТК, 2002, №1(13), с.3-9.