УДК 629.3–047.58

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКИХ И ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ВОЗБУЖДЕНИЯХ

Инж. МИКУЛИК Т. Н.

Белорусский национальный технический университет

Исследование вибронагруженности системы «сиденье–водитель» в реальных условиях эксплуатации является важным этапом в комплексе работ по совершенствованию конструкции и повышению эффективности ее функционирования. В результате исследований инженер-конструктор получает набор статистических данных относительно виброизоляции системы, которые могут быть использованы как для прогнозирования вибронагруженности системы при названных возмущениях, так и определения степени ее влияния на оператора (водителя) и, как следствие, на управление транспортным средством.

Гармонические возбуждения, характеризуемые коэффициентом передачи силы, в отсутствие виброизолятора приводят к колебаниям в системе. Полигармонические колебания в этом случае вызывают вибрации большой частоты, оказывающие вредное воздействие на систему, а особенно – на здоровье водителя (оператора).

При моделировании технических объектов (виброзащитных систем) на макроуровне рассматриваются динамические системы с сосредоточенными массами. Процессы функционирования таких объектов описываются системами дифференциальных уравнений. Возмущаю-

щие воздействия, возникающие при работе системы (машины), не только гармонические, но и полигармонические, а в большинстве случаев – и те и другие.

Реакция виброзащитной системы «сиденье–водитель» на гармонические и полигармонические возбуждения, вызываемые как дорожными неровностями, так и силовой передачей, описывается дифференциальным уравнением вида [1]

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = f_1(t) + f_2(t), \qquad (1)$$

где $f_1(t) = A\sin qt$ – гармоническое возбуждение; $f_2(t) = \frac{a_0}{2} + \sum(a_n \cos n\omega_{\text{дв}}t + b_n \sin n\omega_{\text{дв}}t)$ – полигармоническое возбуждение; m – масса сиденья вместе с водителем; k – демпфирование системы; c – жесткость системы; $\omega_{\text{дв}}$ – угловая частота оборотов двигателя.

Решением уравнения (1) является выражение

$$z(t) = z_1 + \bar{z}_1 + \bar{z}_2,$$

где z_1 – решение линейного однородного дифференциального уравнения; $\bar{z}_1, \bar{z}_2$ – решение линейного неоднородного дифференциального уравнения для $f_1(t)$ и $f_2(t)$ соответственно.

Для характеристики демпфирования колебаний виброзащитной системы наглядным является использование коэффициента динамичности [1, 2]:

$$\beta = \frac{A_z}{A_{z_0}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2h\eta)^2}}; \qquad (2)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg}\frac{2h\eta}{1-\eta^2}, \qquad (3)$$

где $\eta = \frac{q}{\omega_0}$ – относительная частота; $h = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$ – коэффициент демпфирования; $A_{z_0} = \frac{A}{c_z}$.

Амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики колебаний виброзащитной системы, включающей сиденье, построенные по зависимостям (2) и (3), приведены на рис. 1 и 2.

Из анализа характеристик, приведенных на рис. 1 и 2, находим, что при резонансе ($\eta = 1$) коэффициент динамичности β виброизоляции системы зависит от коэффициента затухания h, а изменение фазового угла φ и частоты возмущения – от демпфирования в системе.

При гармоническом воздействии на систему сила, передаваемая сиденью, а также оценка эффективности виброизоляции в виде коэффициента передачи П и величины U, дБ, имеют вид:

а) коэффициент передачи силы

$$\Pi = \beta\sqrt{1 + (2h\eta)^2} = \sqrt{\frac{1 + (2h\eta)^2}{(1-\eta^2)^2 + (2h\eta)^2}};$$

б) виброизоляция характеризуется величиной

$$U = 20\lg\Pi, \text{ дБ}.$$

Анализ кривых, приведенных на рис. 1 и 2, показывает, что с увеличением частоты возмущения в два раза (на октаву) виброизоляция возрастает на 6 дБ. При малом демпфировании или его отсутствии увеличение частоты возмущения демпфирования на октаву сопровождается возрастанием виброизоляции на 12 дБ.

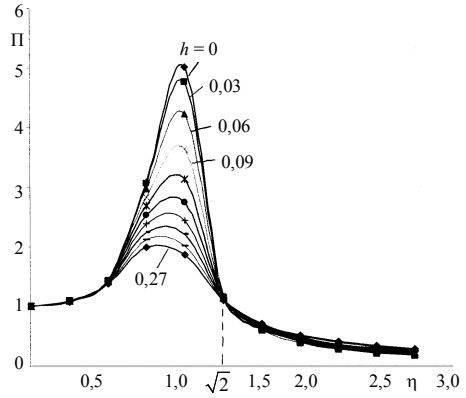

Рис. 1. Зависимости коэффициента передачи силы от изменения частот возмущения

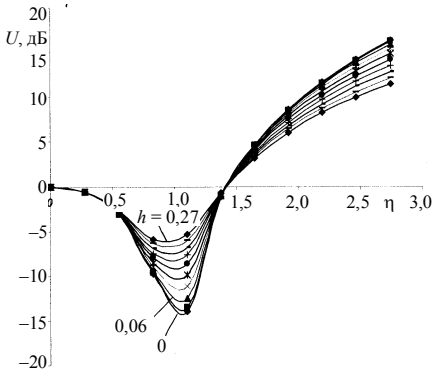

Рис. 2. Зависимости виброизоляции от изменения относительной частоты

Возникающие при работе силовой передачи полигармонические колебания описаны с помощью ряда Фурье

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = \frac{a_0}{2} + \sum_{1}^{n}(a_n \cos n\omega_{\text{дв}}t + b_n \sin n\omega_{\text{дв}}t).$$

В результате решения этого уравнения получим

$$\overline{z}_2 = \frac{a_0}{2c} + \sum_{i=1}^{n} \frac{a_n \cos(n\omega_{\text{дв}}t - \varphi_n) + b_n \sin(n\omega_{\text{дв}}t - \varphi_n)}{c\sqrt{(1-n^2\eta^2)^2 + (2hn\eta)^2}},$$

где коэффициенты

$$a_0 = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)dt;$$

$$a_n = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)\cos n\omega_{\text{дв}}tdt;$$

$$b_n = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)\sin n\omega_{\text{дв}}tdt;$$

$$\varphi_n = \operatorname{arctg}\left(\frac{2hn\eta}{1-n^2\eta^2}\right).$$

Если возбуждающая сила имеет вид, представленный на рис. 3, то так как функция $f(t)$ – нечетная, $a_0 = a_n = 0$:

$$b_n = \frac{2}{T}\int_0^T f(t)\sin n\omega_{\text{дв}}tdt = -\frac{2F}{Tn\omega_{\text{дв}}} - (\cos n\omega_{\text{дв}}T - 1).$$

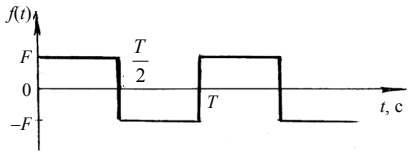

Рис. 3. Периодическая функция

Раскладывая представленную на рис. 3 периодическую функцию $f(t)$ в ряд на сумму гармонических составляющих (n = 4), получим сумму реакций, действующих на систему, представленную в виде кривых, приведенных на рис. 4.

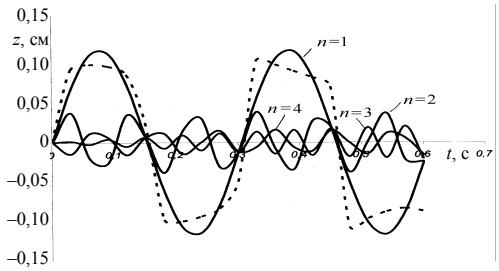

Рис. 4. Сумма амплитуд первых четырех гармонических составляющих, действующих на виброзащитную систему

Результаты анализа воздействий полигармонических возбуждений на систему представлены на рис. 5. Исходные данные представлены в табл. 1.

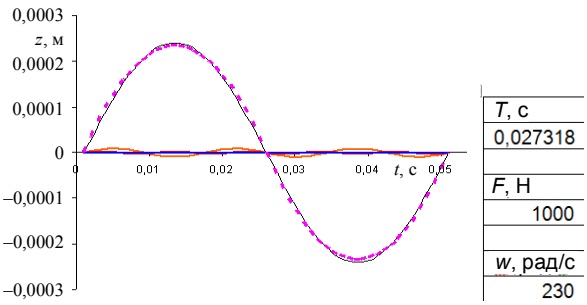

Рис. 5. Колебания, вызванные полигармоническим возбуждением

Таблица 1

Исходные данные

m, кг	h, Нс/м	c, Н/м	ω, рад/с	z, м
100	0	3000	5,477226	0
	33			0,030125
	66			0,060249
	99			0,090374
	132			0,120499
	165			0,150624
	198			0,180748
	231			0,210873
	264			0,240998
	297			0,271123

В Ы В О Д

Анализ кривых, приведенных на рис. 1 и 2, показывает, что с увеличением частоты возмущения в два раза виброизоляция возрастает. При малом демпфировании или его отсутствии увеличение частоты возмущения на октаву сопровождается возрастанием виброизоляции на 12 дБ.

Выполненный анализ позволит рассчитать упругодемпфирующие характеристики системы и оценить вибронагруженность на водителя.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. **Радкевич, С. Г.** О моделировании колебаний виброзащитной системы при гармонических и полигармонических возбуждениях / С. Г. Радкевич, Т. Н. Микулик // Новые математические методы и компьютерные технологии в проектировании и научных исследованиях: материалы XII Респ. науч. конф. студ. и аспирантов: в 2 ч.; Гомель, 16–18 марта 2009 г. – Гомель: УО «Гомел. гос. ун-т им. Ф. Скорины», 2009. – Ч. 1. – С. 130–131.

2. **Пановко, Я. Г.** Введение в теорию механических колебаний: учеб. пособие / Я. Г. Пановко. – М.: Наука, 1971. – 240 с.

Поступила 07.09.2011