

СНИЖЕНИЕ ШУМА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК, ВОЗБУЖДАЕМЫХ ВИБРАТОРОМ

И. В. Горенштейн, В. И. Заборов

Одним из возможных способов снижения шума цилиндрической оболочки, возбуждаемой вибратором, является устройство упругой связи между ним и оболочкой. Динамические свойства оболочки на частотах, удаленных от первых резонансных частот колебаний цилиндрической оболочки, будем в дальнейшем описывать ее характеристическим импедансом, усредненным по частотам собственных колебаний и месту приложения силы [1]; эта величина определяется по формуле: $z_0 = z_n (\omega_n / 2\omega)^{1/2} (1-i)$, где $z_n = 8\sqrt{Dm_n}$ — характеристический импеданс плиты из того же материала и толщины, что и оболочка, D — цилиндрическая жесткость плиты, m_n — масса единицы ее площади, $\omega_n = c_n/R$ — первая собственная частота пульсирующих колебаний кольца, c_n — скорость продольной волны в стержне, R — радиус оболочки, ω — частота колебаний. Верхним пределом применимости этого выражения является частота ω_n , выше которой сопротивление оболочки не отличается от сопротивления плиты и $z_0 = z_n$.

Если вибратор жестко соединен с оболочкой, находящейся в воздухе, то колебательная скорость массы M_1 вибратора под действием силы $P = P_0 e^{i\omega t}$ равна

$$v_1 = i\omega P / M_1 (\bar{\mu}^2 - \omega^2),$$

где $\bar{\mu}^2 = i\omega z_0 / M_1 = \mu^2 (1+i)$; $\mu^2 = z_n (\omega_n \omega / 2)^{1/2} M_1$. Здесь предполагается, что вибратор ведет себя подобно массе, поскольку в реальных конструкциях вибраторов (дебалансных, пневматических и др.) их корпуса представляют собой массивные отливки. Вследствие этого длины волн, распространяющихся по корпусу, во всем нормируемом при борьбе с шумом диапазоне частот велики по сравнению с линейными размерами вибраторов.

При связи вибратора с оболочкой через упругий элемент, в котором возможно распространение только продольных волн, колебательное движение такого элемента описывается уравнением $u = (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) e^{i\omega t}$, где u — смещение слоя упругого элемента на расстоянии x от оболочки, $k = \omega/c$, c — скорость продольной волны в упругом элементе. Граничными условиями служат уравнения

$$\begin{aligned} i\omega z_0 u &= EF \frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{при} \quad x=0, \\ -i\omega^2 M_1 u &= P - EF \frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{при} \quad x=h, \end{aligned}$$

где EF — жесткость при сжатии упругого элемента, h — его высота. Колебательная скорость оболочки в этом случае определяется выражением

$$(1) \quad v_2 = iP / M_1 \{ [p\alpha^4 (1+i) - 1] \cos kh - [p(1+i) + \lambda] \sin kh / kh \},$$

где $p = z_n (\omega_n \omega / 2)^{1/2} q$, $\alpha = (\omega_0 / \omega)^{1/2}$, $\omega_0 = (q / M_1)^{1/2}$, $q = EF/h$, $\lambda = M_0 / M_1$, M_0 — масса упругого элемента.

Чтобы найти величину скорости оболочки при частотах $\omega > \omega_n$, достаточно в уравнении (1) значения z_0 заменить на z_n . Введя обозначение $\beta = (\omega / \omega_n)^{1/2}$, получим

$$v_2 = -iP / M_1 \omega [(1 - i\sqrt{2}p\beta\alpha^4) \cos kh + (\lambda + i\sqrt{2}p\beta) \sin kh / kh].$$

В реальных случаях при частотах, лежащих выше первых резонансных частот оболочки, α^4 , $p\alpha^4$, $p\beta\alpha^4$ и $\lambda \ll 1$, а $p \gg \lambda$.

Снижение уровня вибрации оболочки при устройстве упругой связи, равное в данном случае снижению уровня шума ΔL , определим как десятикратный логарифм отношения квадратов колебательных скоростей оболочки в точке возбуждения до и после установки упругой связи. С учетом потерь η в упругом слое, усреднив значения квадратов абсолютных величин колебательных скоростей оболочки в частотном интервале не менее $1/3$ октавы, получим для различных частотных диапазонов следующие значения снижения уровня шума: при $\omega_{m,n} < \omega < c/h$ и $\omega < \omega_n$

$$\Delta L_1 = 10 \lg [(1+2p)^2 + 1] - 3 \text{ дБ};$$

при $c/h < \omega < \omega_n$

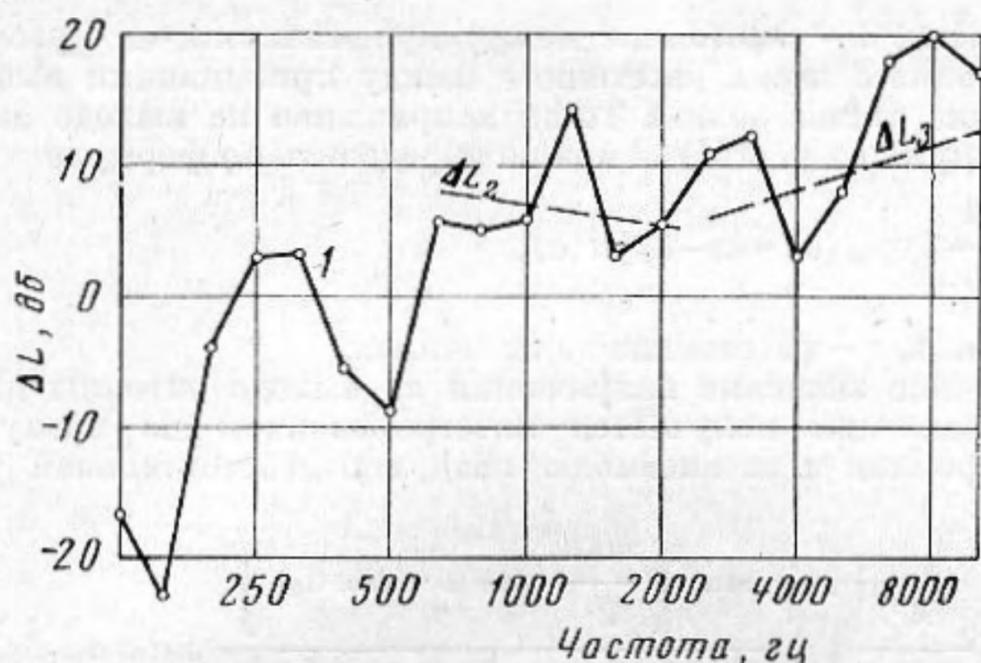
$$\Delta L_2 = 10 \lg [1 + 2\eta p + 0,5 (\eta p)^2 + 2(p\alpha^2)^2 / \lambda];$$

при $\omega > c/h$ и $\omega > \omega_n$

$$\Delta L_3 = 10 \lg [0,5 + \sqrt{2}\eta p\beta + (\eta p\beta/2)^2 + (p\beta\alpha^2)^2 / \lambda],$$

где $\omega_{m, n}$ — частота собственных колебаний оболочки без массы (n — число волн в кольцевом направлении), которая может быть принята равной $\omega_{1,6}$. В этом случае интервал между частотами собственных колебаний оболочки будет менее $1/3$ октавы.

На фигуре приведены вычисленные (штриховые) и измеренные (сплошные линии) частотные характеристики снижения уровня шума цилиндрической оболочки длиной 2020 мм, толщиной 8 мм, радиусом $R=358$ мм с фланцами на концах при установке амортизаторов между оболочкой и вибратором. Последний был выполнен в виде массы $M_1=41$ кг, на которой закреплялась катушка электродинамического



вибратора. Амортизаторы из резины 1847 (динамический модуль упругости $E=245$ н/см² и коэффициент потерь $\eta=0,2$) представляли собой четыре полосы толщиной 17 мм и имели общую площадь 650 см².

Эффективность амортизации возрастает с уменьшением жесткости амортизаторов q и радиуса кривизны оболочки R и с увеличением потерь η и импеданса z_n . Если, например, принять, что установка амортизаторов должна обеспечивать снижение уровня шума на частотах $\omega > \omega_{1,6}$ не менее чем на 10 дБ, то, как следует из полученных выражений, необходимо, чтобы $\eta p(\omega_n) > 4$, т. е. $q < \eta \omega_n z_n / 4\sqrt{2}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Т. Ляпунов, Т. Д. Рожкова. Характеристический импеданс цилиндрической оболочки по отношению к точечной силе. Акуст. ж., 1970, 16, 1, 156–158.

Всесоюзный научно-исследовательский институт охраны труда и техники безопасности черной металлургии Челябинск

Поступила 27 марта 1973 г.

УДК 534.874

РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ЭФФЕКТА ЛИНЕЙНОЙ АНТЕННЫ В ИЗОТРОПНОМ И АНИЗОТРОПНОМ ШУМОВЫХ ПОЛЯХ

В. А. Киришов, Ф. В. Рожин, О. С. Тонаканов

При исследовании направленности шумов открытого моря обычно используются многоэлементные антенны, построенные из ненаправленных приемников давления. Изучаются как пространственно-временные корреляционные характеристики [1, 2], так и выигрыш, даваемый антенной на различных частотах в зависимости от размеров базы и числа элементов [3]. Полученные экспериментальные результаты сопоставляются с теоретическими расчетами для общеизвестных шумовых полей.

В данном сообщении для моделей изотропного и анизотропного шумовых полей теоретически рассчитано отношение D выходного эффекта линейной антенны, состоящей из m элементов, к выходному эффекту с одного элемента. В качестве приемных элементов используются как ненаправленные приемники давления, так и приемники колебательной скорости [4], имеющие дипольные характеристики направленности. Приемники колебательной скорости предполагаются одинаково ориентированными максимумом диаграммы направленности перпендикулярно линии разнесения и имеющими, следовательно, диаграммы направленности вида $\sin \alpha \cdot \sin \varphi$, где α — угол, отсчитываемый от вертикали, φ — угол в горизонтальной плоскости.