

двумерное растекание энергии, определяемое изгибной жесткостью в осевом направлении и натяжением в окружном. Величину натяжения можно получить из сопоставления формул (7) и (9) в виде $T = E\delta^3/12R_{об}^2$. Рассмотренная аналогия справедлива для частот $\omega \leq 0,4 \cdot \omega_k$ и относится лишь к одинаковой зависимости плотности мод от частоты.

В заключение отметим, что справедливо представление проводимости (6) в виде ряда [3]

$$\operatorname{Re} Y = \frac{\omega}{2\pi(\Delta_1\Delta_2)^{1/4}} \cdot \frac{\pi}{2} \left\{ 1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 x + \dots + \frac{(2n-1)!!}{2^n \cdot n!} x^n + \dots \right\}, \quad (10)$$

где

$$x = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{T_1 T_2 + 4m\omega^2(D_1 D_2)^{1/2}}{(\Delta_1 \Delta_2)^{1/2}} \right]$$

и $x \leq 1/2$, так как неравенство $T_1 T_2 + 4m\omega^2(D_1 D_2)^{1/2} \leq (\Delta_1 \Delta_2)^{1/2}$ легко может быть доказано сведением его к очевидному неравенству $D_1 T_1^2 + D_2 T_2^2 \geq 2T_1 T_2 (D_1 D_2)^{1/2}$. Из выражения (10) следует [3], что при изменении частоты во всем частотном диапазоне выра-

жение в фигурных скобках слабо меняется от единицы до $\frac{\left[\Gamma\left(\frac{1}{4}\right) \right]^2}{(2\pi)^{1/2}} \approx 1,18$.

Поэтому для величины $\operatorname{Re} Y$ вполне приемлемым может быть выражение

$$\operatorname{Re} Y \approx \frac{\omega}{4[(T_1^2 + 4m\omega^2 D_1)(T_2^2 + 4m\omega^2 D_2)]^{1/4}}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. *Bucsh-Vishniac I. J.* Drive point impedance of an infinite orthotropic plate under tension.—The Journal of the Acoustical Society of America, 1982, v. 71, N 2, p. 368–371.
2. *Болотин В. В.* Теория распределения собственных частот упругих тел и ее применение к задачам случайных колебаний.—Прикл. механика АН УССР, 1972, т. 8, в. 4, с. 3–29.
3. *Градштейн И. С., Рыжик И. М.* Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. М.: ФМЛ, 1962.

Поступила в редакцию
3.II.1983

УДК 534.833

К ВОПРОСУ О ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ В ШИРОКОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЕ С КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАВКАМИ НА СТЕНКЕ

Кузнецов П. В., Носко Г. С.

В цилиндрической трубе радиуса R_1 лопастной машиной излучается звуковое поле симметрии m -го порядка. В данном случае $m \sim N$, где $N > 1$ — число лопаток. Необходимо на выходе трубы снизить уровни звука лопастной частоты ω .

При гармонической зависимости от времени t решение известного волнового уравнения $P = p(r, \varphi, z, t)$, где r, φ, z — цилиндрические координаты, дается [1] в виде (предполагается, что волновод многомодальный с жесткими стенками)

$$P(r, \varphi, z) = \sum_{mn} A_{mn} \cos m\varphi J_m(\xi_{mn} r) \exp(i\xi_{mn} z),$$

$$\xi_{mn} = \sqrt{k^2 - \zeta_{mn}^2}, \quad (1)$$

где k — волновое число; J_m — функция Бесселя порядка m . Величина ζ_{mn} определяется из граничного условия

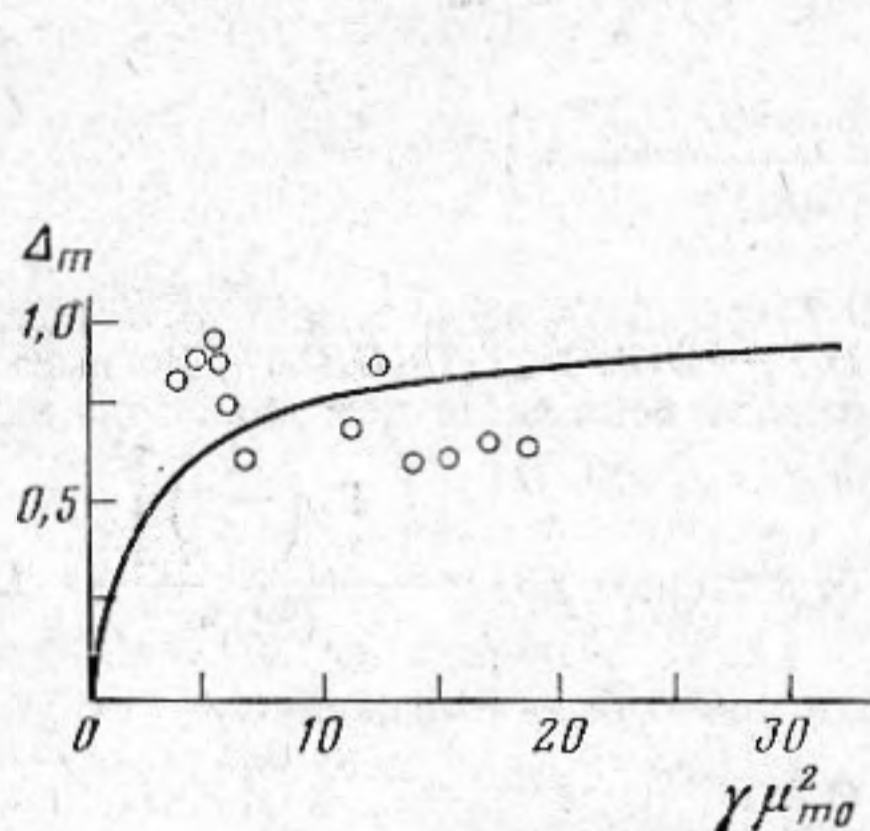
$$\frac{\partial}{\partial r} J_m(\xi_{mn} r) \Big|_{r=R_1} = \zeta_{mn} J_m'(\xi_{mn} R_1) = 0. \quad (2)$$

Известно [2], что цилиндрический волновод является одномодальным для волн симметрии m -го порядка, когда $m \neq 0$, при выполнении условия $kR < \mu_{m2}$, где μ_{m2} — второй положительный корень уравнения $J_m'(\zeta_{mn} R) = 0$. В рассматриваемой задаче при $R_1 = 0,4$ м и $k \leq 16$ нетрудно показать, используя (1), (2) и последнее условие, что в

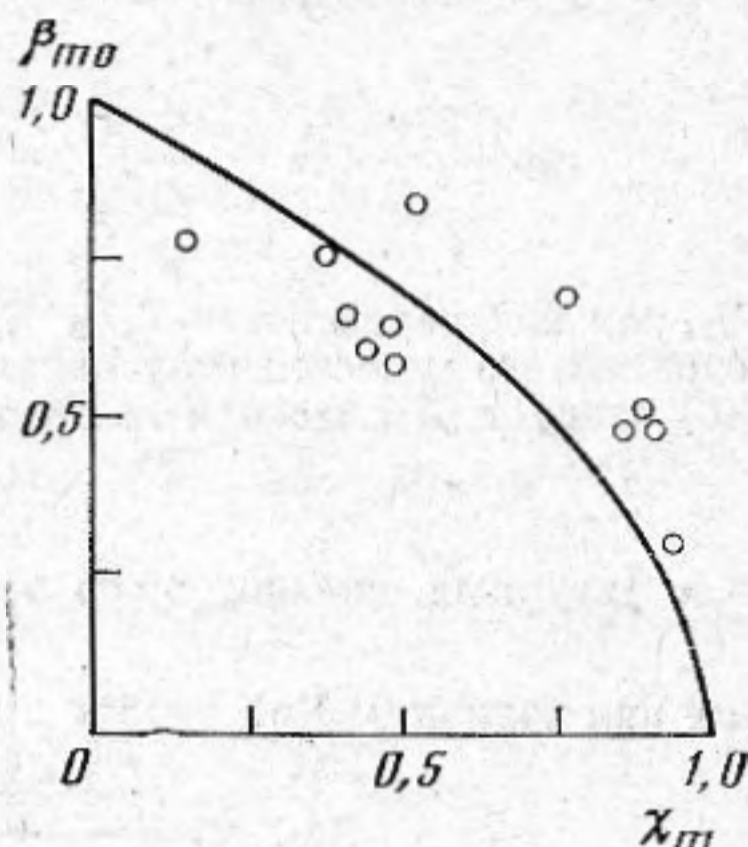
волноводе могут возбуждаться преимущественно распространяющиеся моды m_0 первых угловых номеров.

В [3, 4] показано, что для ослабления распространяющейся в цилиндрическом волноводе волны моды m_0 может применяться система осесимметричных резонаторов, размещаемых на участке трубы длиной l .

Рекомендации из [4] взяты нами за основу при создании звукоизоляции тонального шума лопастной машины. Звукоизоляция создавалась размещением на стенке участка трубы длиной l_m осесимметричных резонаторов в виде кольцевых канавок с погонным объемом $\bar{\Omega}$. Данная конструкция привлекательна своей простотой.



Фиг. 1. Зависимость относительной ширины полосы запирания от величины $\gamma\mu_{m_0}^2$



Фиг. 2. Зависимость относительного коэффициента затухания от величины χ_m

Оптимальные параметры резонаторов, обеспечивающих ослабление моды m_0 не менее чем в $W=0,3$ раза, в частотном диапазоне $\omega_{m_0}^{(ж)} < \omega < \omega_1 < \omega_{m_0}^{(м)}$ определялись по формулам [4]:

$$l_{opt} = -\frac{1}{k_0} \omega_b \kappa^{-1/2} \ln W; \quad \gamma_{opt} = \frac{2}{\mu_{m_0}^2} \frac{(1-\omega_b^2)}{\kappa}; \quad (\bar{\Omega}l)_{min} = -\frac{\pi R_1^2 \omega_b}{k_0} \gamma_{opt} \ln W;$$

$$\frac{\omega_0}{\omega_1} = \omega_b; \quad \left(\frac{\omega_{m_0}^{(м)}}{\omega_1} \right)^2 - 1 = \kappa,$$

где ω_0 — резонансная частота канавки; $\omega_{m_0}^{(ж)}$ и $\omega_{m_0}^{(м)}$ — критические частоты моды m_0 в трубе с абсолютно жесткой и мягкой стенками соответственно; ω и ω_{m_0} — граничные частоты полосы ослабления звука; $\gamma = \bar{\Omega}/\Omega$, где Ω — погонный объем трубы.

Экспериментально исследовались резонаторы с $l=0,075$ м и $\gamma=0,45 \dots 0,75$. Результаты испытаний этих осесимметричных резонаторов, полученные с использованием стандартной методики [5] на действующей установке, показаны на фиг. 1 и 2, где на графиках, рассчитанных в [4], нанесены экспериментальные значения (точки)

звукоизоляции волн с $m=2-4$. Здесь $\Delta_m = (\omega_{m_0}^{(ж)} - \omega_{m_0}^{(м)}) / (\omega_{m_0}^{(ж)} - \omega_{m_0}^{(ж)})$ — относительная ширина полосы запирания, $\beta_m = (\xi_{m_0}/k_0) [(v_{m_0}/\mu_{m_0})^2 - 1]^{-1/2}$ — относительный коэффициент затухания, где v_{m_0} — первый положительный корень уравнения $J_m(\xi_{m_0} R_1) = 0$ и $\chi_m = (\omega - \omega_{m_0}^{(ж)}) / (\omega_{m_0}^{(ж)} - \omega_{m_0}^{(ж)})$ — относительное отклонение от резонансной частоты канавки.

Получена удовлетворительная сходимость экспериментальных и расчетных значений параметров звукоизоляции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скучик Е. Основы акустики. Т. 2. Перевод с английского. / Под ред. Лямшева Л. М. М.: Мир, 1976, с. 544.
2. Лапин А. Д. О резонансных отражателях звука в волноводе. — Акуст. журн., 1974, т. 20, № 6, с. 921-923.
3. Исакович М. А. Волноводный принцип изоляции звука и вибраций. — Тр. семинара «Борьба с шумом и звуковой вибрацией». М.: Знание. МДНТП, 1974, с. 83-87.
4. Лапин А. Д. Звукоизоляция в широких трубах. — Акуст. журн., 1976, т. 22, № 3.
5. Шумы, вызываемые нагревающим, вентилирующим и кондиционирующим оборудованием. ISO TK-43-SC, DNA Международная организация стандартизации, 1971.