

лась малоцикловою знакопеременною нагрузкою до 60 циклов, происходит другое явление: ступенчатое увеличение внешней нагрузки не приводит к существенному увеличению ширины раскрытия всех видов трещин. Экспериментально получено, что при высоких уровнях нагрузки ( $P/P_{расч} > 1,5$ ) более интенсивно развивается ширина раскрытия одной-двух трещин, по которым и происходит разрушение модели, а ширина раскрытия остальных трещин (более 10) по мере увеличения внешней нагрузки меняется незначительно и при разрушающей нагрузке не превышает 0,2 мм. Этим и объясняется то обстоятельство, что прогибы модели М-1-Ц при более высоких уровнях нагрузки значительно меньше, чем прогибы модели М-1-С.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Назаров А. Г. О механическом подобии твердых деформируемых тел (о теории моделирования).—Ереван: Изд-во АН АрмССР, 1965.—348 с.
2. Саакян А. О., Саакян Р. О., Шахназарян С. Х. Стенд для испытания конструкций. Авторское свидетельство № 654871 «Бюллетень изобретений», 1979, № 12.
3. Назаров А. Г., Дарбинян С. С. Основы количественного определения интенсивности сильных землетрясений.—Ереван: Изд-во АН АрмССР, 1974.—165 с.

ПЭКТН

15. I. 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 5, 1989, с. 233—

#### СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

УДК 534.833

Ю. А. ГАСПАРЯН, Ю. М. ЧУДИНОВ, Л. А. БОРИСОВ, С. А. МАРГАРЯН

### РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПОДАТЛИВОЙ ПАНЕЛЬЮ

Наряду с известными методами теоретического расчета по специальным функциям акустических характеристик звукопоглощающих конструкций, с помощью метода Ритца произведен расчет импеданса новой низкочастотной звукопоглощающей конструкции со сплошной лицевой податливой панелью. Инженерный метод расчета может быть положен в основу разработки и конструирования объемных низкочастотных звукопоглотителей.

Ил. 2. Библиогр.: 3 назв.

*Հիմնվելով ճանաչվածների կառուցվածքների ճարտարապետական բնութագրերի միջև ալիմ ճարտի հասուկ ֆունկցիաների միջոցով տեսական հաշվարկների վրա, երեսի մեթոդով աստիճանաբար է ցածր հաճախականության դիմացին շարժական ձեղնադիրով ճանաչվածի կառուցվածքի իմպեդանսի հաշվարկը:*

*Աստիճանաբար իմեննրային հաշվարկը կարող է հիմք ծառայել մշակելու և կառուցվելու նոր ձայնային ցածր հաճախականության ճանաչվածիները:*

В настоящее время широкое распространение получили акустические конструкции для диапазона низких частот, состоящие из от-

дельных элементов на упругих связях. Однако эти упругие связи в виде специальных пружин, пористо-волоконистых или пористых материалов не могут быть использованы в виду отсутствия инженерных методов расчета и оптимальных динамических и конструктивных характеристик акустических элементов при разработке многослойных (многорезонансных) конструкций объемных звукопоглощающих элементов. В связи с этим были разработаны и исследованы новые виды [1] звукопоглощающих объемных конструкций с оптимальными физико-техническими характеристиками, на основе которых можно разрабатывать новые эффективные виды звукопоглотителей и производить их акустический расчет.

Среди методов решения теоретических задач строительной акустики получило применение вариационный метод Ритца. При определении импеданса для круглой пластинки  $R$ , заземленной по краю, задача решается в цилиндрической системе координат, которая может быть сведена к определению двойного интеграла для кинетической и потенциальной энергии при перемещении точек  $U_{p, \kappa}$  упругого тела колебательного движения панели [3]:

$$U_p = 0,5D \int_0^R \int_0^{2\pi} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} \right)^2 r d\theta dr;$$

$$U_\kappa = 0,5M \int_0^R \int_0^{2\pi} \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 r dr d\theta; \quad (1)$$

$$U_{mn} = A_{mn} \cos^2 \left[ \frac{\pi}{R} (m - 0,5) r \right] \cos(\theta n).$$

Учитывая, что колебания происходят симметрично относительно центра панели, и интегрируя, получаем

$$U_p = \pi D \int_0^R \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 r dr, \quad U_\kappa = \pi m^2 M \int_0^R u^2 r dr. \quad (2)$$

Функцию  $u(r)$  выбирают в виде степенного ряда  $A \left[ 1 - \left( \frac{2}{R} r \right)^2 \right]^2$ :

$$u(r) = A \cos^2 \frac{\pi r}{2R} \quad \text{или} \quad u(r) = A J_0(kR) e^{-\pi r}; \quad A = \frac{pR^2}{4}. \quad (3)$$

В этом случае

$$U_p = \frac{96D}{8} \left( \frac{A}{R} \right)^2, \quad U_\kappa = \frac{(m A)^2 M}{10R^2}, \quad (4)$$

$$U_i = 0,3pAR^2, \quad U_i = \frac{2p_0}{2L} S \bar{u}_{mn}^2.$$

Используя метод Ритца и учитывая, что  $\bar{u}(r) = 0,3A$  для импеданса первой колебательной моды, получаем

$$Z = 192 \frac{D\gamma_1}{\omega R^2} + j \left[ \frac{9}{5} \omega M - 192 \frac{D}{\omega R^2} \right]. \quad (5)$$

Точное решение можно получить, выбирая функцию в виде косинуса (3):

$$U_p = 0,25\pi D A^2 \left( \frac{\pi}{R} \right)^2 \left[ \left( \frac{\pi}{R} \right)^2 I_1 + I_2 + \frac{\pi I_3}{R} \right]; \quad (6)$$

$$I_1 = \int_0^R r \cos^2 \frac{\pi r}{R} dr = 0,25R^2,$$

где

$$I_2 = \int_0^R \frac{\sin^2 \frac{\pi r}{R} dr}{r} = 0,5 \int_0^R \left( 1 - \cos \frac{2\pi r}{R} \right) r^{-1} dr = 0,5 S_1(2\pi);$$

$$I_3 = \int_0^R \sin \frac{2\pi}{R} r dr = 0;$$

$S_1(x)$  — табулированная функция, которая выражается через интегральный косинус от аргумента, т. е.  $S_1[4\pi(m - 0,5)]$ , откуда

$$U_p = \frac{\pi D}{16} \left( \frac{\pi A}{R} \right)^2 [\pi^2 + 2S_1(2\pi)],$$

$$U_k = \pi M (\omega R A)^2 \left( \frac{3}{16} - \frac{1}{\pi^2} \right), \quad U_L = A \left( 0,5 - \frac{2}{\pi^2} \right).$$

С учетом сжимаемого воздуха упругой энергии импеданс равен

$$Z = \frac{D\gamma_1}{\omega} \frac{205,6}{R^4} + j \left( 1,95\omega M - \frac{205,6}{R^2} \frac{D}{\omega} - c \operatorname{ctg} kL \right). \quad (7)$$

Рассматривая импедансы (5) и (7), получаем резонансные частоты

$$\omega_{mn} = \frac{1}{S} \left( \frac{\bar{B}_{mn} D}{M C_{mn}} \right)^{1/2} + \left( \frac{c}{ML \bar{C}_{mn}} \right)^{1/2}, \quad \omega_p = \frac{10,33}{R^2} \left( \frac{D}{M} \right)^{1/2}. \quad (8)$$

Величины динамических характеристик жесткости  $D = D_0(1 + j\eta)$  и коэффициента потерь  $\eta$  определяются из выражений

$$D_0 = \frac{S^2}{B_{mn}} \left( \omega^2 M \bar{C}_{mn} - \frac{C}{L} \right), \quad \eta = \frac{S^2 Z_{mn}}{B_{mn} D} \omega_p = \frac{S^2 \omega_p k}{B_{mn} D}. \quad (9)$$



Акустический импеданс круглой поршневой панели, основанный на теории потенциалов скорости и силы, действующей на сплошную панель, которая установлена на упругих связях, может быть решен [2] в виде значений формул (3)

$$\begin{aligned} \psi &= 0,5V_0k^{-1} \{H_0(2kR) - j[1 - I_0(kR)]\}, \\ \int P dS &= SV_0^2 c \left[ 1 - \frac{I_1(2kR)}{kR} + j \frac{H_1(2kR)}{kR} \right], \\ \bar{P} &= jk\varphi C \frac{V_0}{2\pi} \int \frac{e^{-jkr}}{r} dS, \quad S = \left( \frac{S_a - S_n}{S_n} \right)^2 S_a, \end{aligned} \quad (10)$$

откуда

$$\begin{aligned} \frac{Z}{\varphi C} &= \left( \frac{S_a - S_n}{S_a} \right)^2 S_a \left\{ \left[ 1 - \frac{I_1(2kR)}{kR} + \right. \right. \\ &\left. \left. + j \left[ \frac{H_1(2kR)}{2(kR)^2} - \text{ctg } kL \right] \right\} = R_r + j\omega m_r. \end{aligned} \quad (11)$$

В случае низких частот:

$$\begin{aligned} R_r &= \varphi C S \left[ 1 - \frac{I_1(2kR)}{kR} \right] + \frac{S_a L_r}{S_n} (2\nu\omega\varphi)^{1/2}, \\ m_r &= \frac{\nu}{k} \frac{H_1(2kR)}{2(kR)^2}; \quad M_r = S m_r + R_a. \end{aligned}$$

Здесь

$$\int r I_n(z) dz = z I_n(z), \quad \int z H_n(z) dz = z H_n(z), \quad z = kR,$$

где  $I_n$ ,  $I_1$ ,  $H_0$ ,  $H_1(kR)$  — соответственно функции Бесселя и Струве нулевого и первого порядка;  $m_r = 8R\varphi^2/3\pi$ ;  $S_n = S_a - S_n$ ;  $V_0$  — скорость падающей звуковой волны;  $R(f)$ ,  $Y_1(f)$  — сопротивление входного импеданса щелевого отверстия резонатора.

Теоретическое обоснование методики расчета акустических и динамических характеристик упругой связи рассмотрим на примере резонансного звукопоглотителя, имеющего цилиндрическую форму с податливой лицевой сплошной поршневой панелью, установленной на дискретных связях-пружинах высотой  $h$ , причем, входное отверстие выполнено в виде щелевого зазора  $\delta$  по контуру панели на расстоянии  $L$ . Если поршневой панели сообщается смещение  $x = x_0 \cos \omega t$  под действием атмосферного давления  $P_0$ , избыточное звуковое давление от сжатия равно  $P_1 = P_0 x/L$ . Отсюда следует вычесть потерю давления вследствие радиального смещения  $y$ , чтобы получить избыточное давление в любой точке слоя полости резонатора;  $P = P_1 - P_2$ .

Предполагая, что температура воздуха остается постоянной, в кольце щели входной сплошной податливой панели (радиусы огра-

ничающих цилиндров которой равны  $r$  и  $r + dr$ ) заключен объем воздуха  $V = 2\pi r \rho L dr$ . Потеря воздуха вследствие радиального смещения равна:  $dV = \frac{d}{dr} (3\pi r \rho L y dr)$ , поэтому результирующая потеря давления вследствие радиального смещения составляет

$$P = \left[ \frac{P_0 k_0}{L} - A I_0(kR) \right] e^{j\omega t}, \quad P_1 = P_0 \left( \frac{y}{r} + \frac{\partial y}{\partial r} \right),$$

$$P_2 = A I_0(kR) e^{j\omega t}, \quad (13)$$

Градиент давления в какой-либо точке слоя равен  $\frac{dP}{dr} = -\frac{dP}{dr}$ , а  $P_2$  меняется по закону  $e^{j\omega t}$ , т. е.  $P_2 = j\omega P$ . В этом случае значение инерционного импеданса приобретает вид

$$y(f) = j \left[ \omega M_{m1} - \omega^{-1} \left( \frac{\alpha P_0}{M_2 L} + \frac{D}{M_{m1} R^2} \right) \right], \quad \omega^2 = \frac{D}{M_m R^2} + \frac{\alpha P_0}{M_2 L} \quad (14)$$

или

$$f_{mn} = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{B_{mn} D}{A_{mn} R^2 M_{m1}} + f_0 \right]^{1/2}, \quad f_0 = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\alpha P_0}{M_2 L} \right)^{1/2}.$$

Зная  $D$ , рассчитывают сдвиг фаз, активные и реактивные компоненты импеданса и коэффициенты потерь  $\gamma$  по формулам

$$\Psi = \arctg \frac{\omega^2 M_{m1}}{\gamma (D - \omega^2 M_{m1})}, \quad \gamma = \frac{\omega R_r(f)}{D}, \quad (15)$$

где  $M_{m1} = M_n + \frac{m}{3}$  — соответственно массы податливой панели и упругой связи;  $M = \rho_n S_n \tau$ ;  $m = \rho_m S_m h$ ;  $M_n = \rho_n S_n L$ ;  $M_2 = M_1 + M_{\alpha}$ ;  $M_{\alpha} = \rho_{\alpha} S_{\alpha} (\tau + 2\delta_2)$  — массы воздуха в резонирующей полости резонатора и в щели между податливой панелью и стенками резонатора, колеблющаяся вместе с ней присоединенная масса окружающего воздуха с двухсторонней концевой поправкой  $2\delta_2$ ;  $\rho_n, \rho_m, \rho_{\alpha}$  — невозмущенная плотность воздуха, плотности податливой панели и материала упругой связи;  $S_n, S_{\alpha}, S_m$  — площади податливой панели, сечения резонатора и щели;  $c_p, c_v$  — удельная теплоемкость при постоянном давлении и объеме (показатель адиабаты в воздухе при высоких частотах

$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$  и  $\kappa = 1$  при низких частотах);  $\rho = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ г}\cdot\text{см}^{-3}$ ;

$P = 10^5 \text{ Па}$  — статическое давление;  $L, \tau$  — глубина полости и толщина податливой панели резонатора;  $h$  — высота упругих связей;  $L$  — относ. податливой колеблющейся панели  $L = l + h$  ( $\tau = 0,5 - 1,2 \text{ см}$ ,  $h = 1,5, 2, 2,5 \text{ см}$ ,  $L = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40 \text{ см}$ ).

Выражения для расчета импеданса и частотных характеристик (5), (7), (8) и (11) показывают, что сопротивление входного отверстия резонатора при низких частотах возрастает пропорционально квадрату частоты до значений, при которых  $kr = 0,5$  или  $2R = \lambda/6$ , тогда как присоединенная масса остается постоянной. Сопротивление растет медленнее и достигает 0,8 своего максимального значения  $kr = 2$  ( $2R = 2\lambda/3$ ), а присоединенная масса уменьшается обратно пропорционально квадрату частоты. Как только диаметр панели превышает длину волны, входное сопротивление асимптотически приближается к волновому сопротивлению  $\rho c$ , которое образуется вследствие дифрагированных волн, возникающих на круговой границе входного щелевого отверстия резонатора.

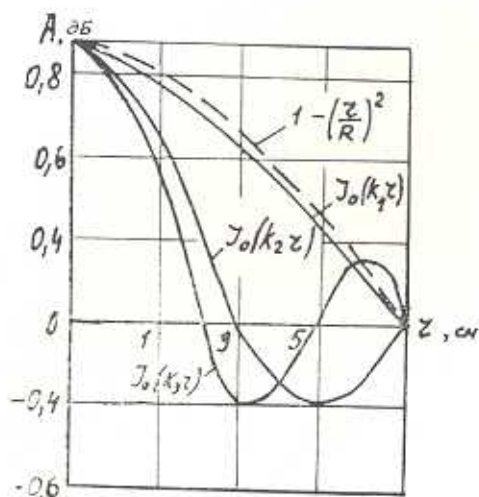


Рис. 1.

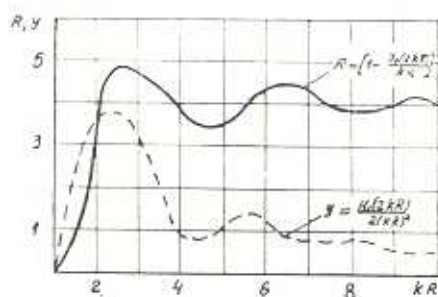


Рис. 2.

На рис. 1 представлены функции  $I$ ,  $H(kr)$  поведения сплошной панели звуковой волны на резонатор. Функции рассмотрены в виде степенного ряда  $\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$  для значений  $0 \leq r < R$ . Пунктирная кривая обозначает сечение параболоида, которое почти совпадает с

кривой  $I_0(kR)$ . Рассмотрим функции смещения  $x = x_0 I_0(kr)$ , когда  $k = k_1, k_2, k_3$ ,  $I_0(k, r)$ ,  $I_0(k_2 r)$ , и  $I_0(k_3 r)$ .

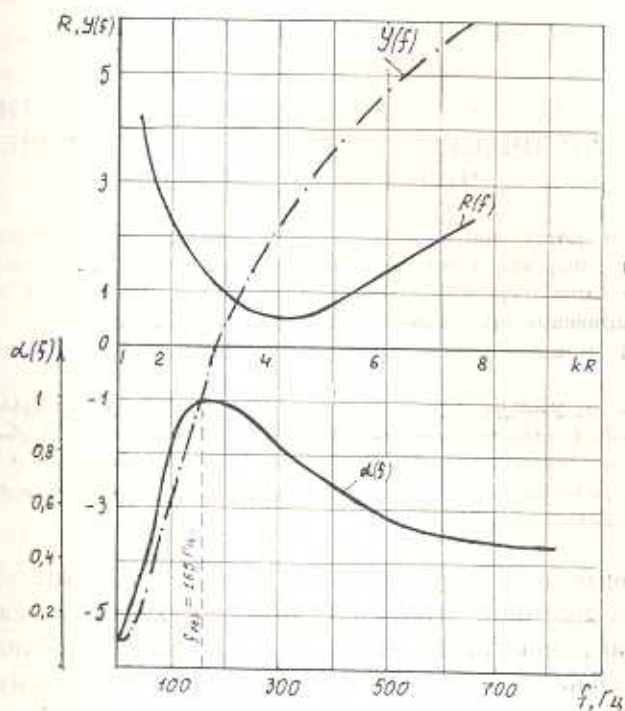


Рис. 3.

Если сравнить функции  $R(f)$  и  $Y(f)$  по формулам (11) (рис. 2, 3 — обе функции нанесены в зависимости от аргумента  $kR = 1,2kr$ ), то наибольшее расхождение между  $R_1(f)$  и  $Y_1(f)$  равно, примерно 20% ( $kR = 2,5$ ), для  $Y_1(f)$  и  $Y_2(f)$  оно равно 40% при  $kR = 1,3$ , а во всем остальном диапазоне частот дает погрешность, не превышающую допустимую ошибку акустических измерений.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 1463884 СССР, МКИ<sup>4</sup> Е04В 1/84. Резонансный звукоглотитель/Ю. А. Гаспарян, Ю. М. Чудинов, Л. А. Борисов, С. А. Маргарян (СССР).—№ 4244867; Заяв. 31. 3. 87, Опубл. 7. 3. 1989, БИ, № 9.—3 с.
2. Скулик Е. Основы акустики.—М.: Мир, 1976. Т. 2.—543 с.
3. Борисов Л. А., Чудинов Ю. М., Гаспарян Ю. А. Расчет импеданса звукопоглощающей конструкции на основе профилированной пленки//ДАН АрмССР.—1989.—Т. 88, № 5.—С. 25—31.

ЕрПИ им. К. Маркса

25. X. 1988