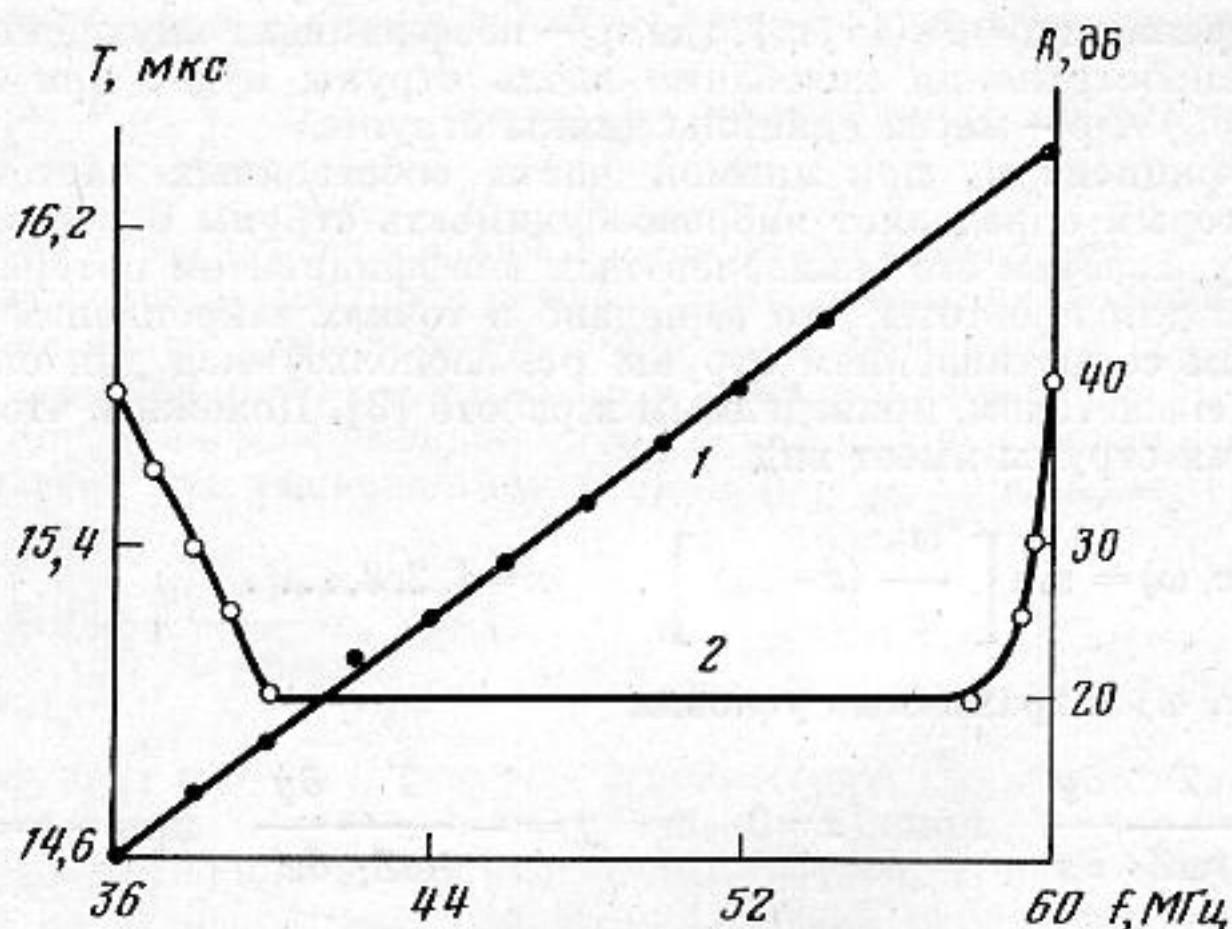


числа электродов приводит к росту крутизны фронтов амплитудно-частотной характеристики преобразователей и устройств в целом.

На фиг. 2 представлены частотные зависимости времени групповой задержки (1) и вносимых потерь (2) дисперсионного волновода с преобразователями веерообразного типа. Слой халькогенидного стекла селенида фосфора толщиной 1,8 мкм и длиной 35 мм был нанесен на подложку YZ-среза ниобата лития. Излучение и прием поверхностных волн осуществлялись двухфазными электродными преобразователями



Фиг. 2. Частотные зависимости времени групповой задержки (кривая 1) и вносимых потерь (кривая 2) дисперсионного волновода с преобразователями веерообразного типа

веерообразного типа, содержащими по 20 пар электродов. Минимальное и максимальное расстояния между соседними электродами составляли 28 и 40 мкм, что соответствовало граничным частотам полосы пропускания 58 и 40 МГц. Вносимые потери в полосе пропускания составляли 20 дБ.

Применение веерообразных электродных преобразователей может быть перспективным не только в слоистых дисперсионных волноводах, но и при создании полосовых фильтров на поверхностных акустических волнах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ларда К., Марфельд Ч., Турнуа П. Теория и экспериментальные характеристики дисперсионных линий задержки на поверхностных акустических волнах.— ТИИЭР, 1971, т. 50, № 3, с. 22–35.
2. Литвиненко А. А., Ульянов Г. К. Исследование дисперсии ультразвуковых волн в слоистых волноводах.— Акуст. ж., 1974, т. 20, № 6, с. 925–926.
3. Танкрилл Р., Холланд М. Фильтры на поверхностных акустических волнах.— ТИИЭР, 1971, т. 59, № 3, с. 62–80.
4. Забузов С. А., Литвиненко А. А. Применение слоистого волновода в дифракционно-дисперсионном устройстве.— Тр. ЛИАП, 1974, вып. 92, с. 170–173.

Ленинградский институт
авиационного
приборостроения

Поступила в редакцию
8.XII.1980

УДК. 534.833

К ВОПРОСУ О ДЕМПФИРОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ НЕИЗОЛИРОВАННЫХ СТРУКТУР

Канаев Б. А., Тартаковский В. Д.

Вибропоглощение занимает в последние годы все большее место в практике борьбы с вибрацией и шумом. Исследования, направленные на повышение эффективности методов и средств вибропоглощения, привели к углублению представлений о роли внутренних потерь энергии в самих структурах (так называемых конструктивных потерь) и о роли вносимых потерь, создаваемых вибропоглощающими покрытиями [1, 2]. Однако до последнего времени оставался невыясненным вопрос о влиянии на эффективность демпфирования потерь, обусловленных оттоком энергии данной структуры в связанные с ней структуры и окружающую среду. Вместе с тем эти потери, которые обычно не принимались во внимание в предположении полностью изоли-

рованной структуры, могут вносить существенные поправки, в особенности на низких частотах, на которых коэффициенты связи структур как правило возрастают. Ниже рассматривается влияние на эффективность демпфирования колебаний структуры ее связи с другими структурами, называемыми в дальнейшем нагрузкой.

Исследуем это влияние на примере гармонических колебаний струны, точки закрепления которой $x=0$ и $x=l$ имеют в направлении, перпендикулярном линии равновесия, внешнюю нагрузку, определяемую комплексными импедансами $Z_0=R_0+jX_0$ и $Z_l=R_l+jX_l$ соответственно. Потери энергии в струне будем учитывать, полагая натяжение струны равным $T=T_0(1+j\eta_c)$, где η_c — коэффициент внутренних потерь струны, скорость распространения колебаний вдоль струны будет при этом равна $c=(T/\rho)^{1/2}=c_0(1+j\eta_c)^{1/2}$, ρ — масса единицы длины струны.

Введем коэффициент η_0 при мнимой части собственных частот струны $\omega_n = \omega_n^0(1+j\eta_0)$, который определяет вибровозбудимость струны с учетом энергии, уходящей в нагрузку, назовем его эквивалентным коэффициентом потерь.

Предположим для простоты, что импеданс в точках закрепления велик по сравнению с волновым сопротивлением струны ρc , воспользуемся для определения собственных частот ω_n методом, приведенным в работе [3]. Положим, что n -я характеристическая функция струны имеет вид

$$\Psi_n(x, \omega) = \sin \left[\frac{\omega_n}{c} (x - a_n) \right], \quad n=1, 2, 3, \dots$$

Подставляя $\Psi_n(x, \omega)$ в граничные условия

$$y = \frac{T}{j\omega Z_0} \frac{\partial y}{\partial x} \quad \text{при} \quad x=0 \quad \text{и} \quad y = -\frac{T}{j\omega Z_l} \frac{\partial y}{\partial x} \quad \text{при} \quad x=l.$$

(y — смещение струны, ω — частота возбуждения) и полагая, что величины η_c и $T/\omega Z$ малы, так что можно ограничиться только величинами первого порядка, получим

$$(1) \quad \omega_n \cong \frac{n\pi c_0}{l} \left[\left(1 - \frac{c_0}{\omega l} \sigma \right) + j \left(\frac{c_0}{\omega l} \kappa + \frac{1}{2} \eta_c \right) \right],$$

где κ и σ — суммарная безразмерная (выраженная в единицах $1/\rho c$) активная и реактивная проводимость точек закрепления. Отсюда следует, что

$$(2) \quad \eta_0 = \frac{\text{Im } \omega_n}{\text{Re } \omega_n} \cong \frac{1}{2} \eta_c + \frac{c_0}{\omega l} \kappa,$$

т. е. эффективный коэффициент потерь нормальных мод струны определяется, как и следовало ожидать, не только коэффициентом потерь самой струны, но и активной проводимостью внешней нагрузки. Вклад последней уменьшается обратно пропорционально росту частоты.

Полученное соотношение качественно сходится с многочисленными результатами экспериментальных исследований частотных характеристик коэффициента потерь механических конструкций, имеющих вибрационные связи с соседними конструкциями, например рам механизмов, установленных на амортизаторы, отдельных отсеков самолетов, судов и т. п. Обычно экспериментальный коэффициент потерь больше на низких частотах, чем на средних и высоких; уменьшаясь с ростом частоты, коэффициент потерь приближается к значению, соответствующему конструктивным потерям энергии в данной конструкции.

Частотная характеристика эквивалентного коэффициента потерь, полученная для струны из решения волновой задачи, может быть истолкована на основе простой энергетической модели колебаний структуры. Рассмотрим одномерную структуру, совершающую колебания произвольного типа (продольные, изгибные, крутильные), имеющую на одном конце источник мощности W , на другом — внешнюю нагрузку, характеризуемую коэффициентом прохождения энергии d . Тогда [4] баланс энергии колебаний структуры может быть записан в виде

$$(3) \quad W = \eta_c \omega E + \frac{c_{гр}}{l} dE,$$

где E — полная энергия колебаний, l — размер структуры, $c_{гр}$ — групповая скорость волн, распространяющихся в структуре. Первый член правой части характеризует энергию, поглощаемую в структуре, второй — энергию, уходящую во внешнюю нагрузку.

Если принять $W = \eta_0 \omega E$, из формулы (3) следует, что

$$(4) \quad \eta_0 = \eta_c + \frac{c_{гр}}{\omega l} d.$$

Аналогичный расчет может быть проведен для двух- и трехмерных структур. В результате найдем, что эквивалентный коэффициент потерь определяется соотно-

шением

$$(5) \quad \eta_{\text{э}} = \eta_{\text{с}} + \frac{c_{\text{гр}}}{\omega} \frac{P}{Q},$$

где для двумерной структуры $P = \sum_i d_i l_i$, $Q = S$, d_i — коэффициент прохождения энергии на участке структуры длиной l_i , S — площадь поверхности структуры, для трехмерной структуры $P = \sum_i D_i S_i$, $Q = V$, D_i — коэффициент прохождения энергии на граничном участке структуры площади S_i , V — объем структуры.

Таким образом, эквивалентный коэффициент потерь неизолированных структур может быть представлен суммой $\eta_{\text{с}} + \eta_{\text{вн}}$, где $\eta_{\text{вн}}$ — добавочный коэффициент потерь, обусловленный внешней нагрузкой¹. В этом случае эффективность вибропоглощающего покрытия, определяемая уменьшением уровня средней энергии колебаний структуры в полосе частот или уменьшением уровня энергии, прошедшей во внешнюю нагрузку, равна

$$\text{ВП} = 10 \lg \frac{\eta_{\text{с}}^{\text{п}} + \eta_{\text{вн}}}{\eta_{\text{с}} + \eta_{\text{вн}}}, \quad \text{дБ},$$

где $\eta_{\text{с}}^{\text{п}}$ — коэффициент потерь структуры с покрытием. Отсюда следует, что покрытие будет эффективным в том случае, если $\eta_{\text{с}}^{\text{п}} > \eta_{\text{вн}}$, $\eta_{\text{с}}$. Если же внешние потери больше внутренних потерь демпфированной структуры ($\eta_{\text{вн}} > \eta_{\text{с}}^{\text{п}}$), использование вибропоглощающего покрытия неэффективно. Последний случай характерен для низких частот, поскольку $\eta_{\text{вн}} \sim P/\omega$. Следует также учесть, что коэффициент прохождения энергии через границы структуры обычно сам обладает частотной характеристикой типа $P = \beta \omega^{-n}$, $n = 1 \div 2$. Поэтому величина $\eta_{\text{вн}}$ с ростом частоты спадает еще круче, чем это следует из формулы (5).

В заключение оценим влияние внутренних потерь на эффективность снижения уровня энергии, проходящей во внешнюю нагрузку, путем увеличения виброизоляции структуры (уменьшения коэффициента прохождения энергии d). Из формулы (3) следует, что указанная эффективность определяется соотношением

$$\text{ЭВИ} = 10 \lg \frac{(d_{\eta} + d) d_0}{(d_{\eta} + d_0) d}, \quad \text{дБ},$$

где $d_{\eta} = \omega l \eta_{\text{с}} / c_{\text{гр}} = \eta_{\text{с}} k_{\text{гр}} l$, d_0 и d — коэффициент прохождения энергии до и после увеличения виброизоляции ($d_0 > d$). При малых внутренних потерях ($l_{\eta} < d$) увеличение виброизоляции не приводит к снижению уровня энергии, прошедшей во внешнюю нагрузку ($\text{ЭВИ} \cong 0$ дБ). Этот случай часто имеет место на низких частотах, поскольку $d_{\eta} \sim \omega$, $d \sim \omega^{-n}$. С ростом частоты эффективность виброизоляции увеличивается, стремясь к значению $\text{ЭВИ} = 10 \lg (d_0/d)$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Никифоров А. С. Вибропоглощение на судах. Л.: Судостроение, 1979.
2. Канаев Б. А., Тартаковский Б. Д. К оценке эффективности вибропоглощающих покрытий. — Акуст. ж., 1979, т. 25, № 2, с. 245–250.
3. Морз Ф. Колебания и звук. М.: ГИТТЛ, 1949.
4. Westphal W. Ausbreitung von Körperschall in Gebäuden. — Akust. Beih., 1957, № 1, р. 335–348.
5. Винокур Р. Ю. Влияние граничных условий на звукоизоляцию тонкой ограниченной пластины в области частот волнового совпадения. — Акуст. ж., 1980, т. 26, № 1, с. 135–137.
6. Гурович Ю. А. О коэффициенте потерь энергии вследствие связи элементов составных конструкций. — Акуст. ж., 1980, т. 26, № 3, с. 469–471.

Акустический институт
им. Н. Н. Андреева
Академии наук СССР

Поступила в редакцию
27.VII.1980

¹ Значения коэффициента потерь $\eta_{\text{вн}}$ для некоторых случаев соединения структур приведены в работах [5, 6].