АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Том 36 1990 Вып. 4

УДК 534.833

© 1990 г.

В. И. Кашина, В. В. Тютекин

ВОЛНОВОДНАЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ИЗГИБНЫХ ВОЛН, СОЗДАВАЕМАЯ МНОГОЭЛЕМЕНТНОЙ КОНСТРУКЦИЕЙ РЕЗОНАТОРОВ

Рассмотрена многоэлементная конструкция волноводной виброизоляции продольных и изгибных волн в стержнях и пластинах. Показано, что эта конструкция имеет меньшую суммарную массу резонаторов, чем одноэлементная для заданной эффективности в требуемом диапазоне частот. Приведены численные расчеты.

В работах [1—3] был предложен и теоретически обоснован способ создания виброизоляции продольных и изгибных волн путем нанесения на конечный участок стержня или пластины резонансных элементов или резонаторов (так называемая волноводная изоляция). При соответственно выбранных параметрах резонаторов квадрат волнового числа на участке их нанесения делается отрицательным (для продольных волн) или чисто мнимым (для изгибных волн), т. е. осуществляются условия «нераспространения» волн по этому участку. Снабжая такими резонаторами сравнительно небольшие участки стержня (пластины), можно получить большое ослабление проходящей волны, т. е. эффективную изоляцию волн в частотной полосе, простирающейся от собственной частоты ω_0 отдельного резонатора до частоты $\tilde{\omega}=\omega_0\sqrt{(M/m)+1}$, где M — удельная масса резонаторов, m — удельная масса стержня (пластины).

В работах [2, 4] выведены основные формулы для расчета «оптимальных» конструкций таких резонаторов, как конструкций с наименьшей суммарной массой резонансных элементов. Эти формулы связывают отношение M/m с шириной полосы N_0, в которой требуется создать виброизоляцию $W\geqslant W_0$ (дБ), и имеют вид для продольных волн

$$P_0=0{,}04W_0m\lambda_0\frac{N_0^2-1}{N_0}, \tag{1}$$

$$l_0=0{,}02W_0\lambda_0\frac{1}{N_0}, \tag{2}$$

а для изгибных волн

$$P_0=0{,}05W_0m\lambda_0\frac{(N_0^2-1)}{\sqrt{N_0}}, \tag{1'}$$

$$l_0=0{,}03W_0\lambda_0\frac{1}{\sqrt{N_0}}. \tag{2'}$$

Здесь $P_0=Ml_0$ — суммарная масса резонаторов; l_0 — длина участка пластины, занятого резонаторами, настроенными на частоту ω_0; λ_0 — длина волны (продольной или изгибной) на частоте ω_0. Следует отметить, что приведенные выше формулы получены без учета отражения волн на границах участка нанесения резонаторов.

Из изложенного следует, что при увеличении полосы N_0 существенно возрастает суммарная масса резонаторов, настроенных на одну частоту, поэтому одноэлементные конструкции (резонаторы одного типа) целесообразно применять при относительно малой ширине полосы ($N_0\leqslant 1$ окта-

ве). При более широкой полосе целесообразно увеличивать число типов резонаторов и перекрывать ее многоэлементной конструкцией, т. е. использовать резонаторы, настроенные на разные частоты, при этом получается существенное уменьшение суммарной массы резонаторов по сравнению с одноэлементной конструкцией. Вопрос состоит в том, как разбить «рабочий» диапазон частот N_0 на поддиапазоны путем применения резонаторов с разными резонансными частотами, чтобы получить выигрыш в суммарной массе резонаторов при одном и том же гарантированном значении W_0 по всему диапазону частот. В каждом поддиапазоне эту величину обеспечивает только резонатор, настроенный на этот поддиапазон, т. е. другие резонаторы в этом поддиапазоне свойствами волноводной виброизоляции не обладают.

Будем характеризовать каждый резонатор относительной шириной диапазона частот n, одинаковой для всех типов резонаторов и равной $n=\omega_k/\omega_{k-1}$, где k — номер резонатора. Если, как и прежде, весь частотный диапазон обозначить через N_0, то $n=\sqrt[r]{N_0}$, где r — общее число типов резонаторов.

Для расчета суммарной массы и суммарной длины всех резонаторов можно воспользоваться формулами (1) и (2) для продольных волн и (1′) и (2′) для изгибных волн, применяя их к резонаторам из каждого поддиапазона. В этих формулах величину N_0 нужно положить равной n, а в качестве λ_0 взять величину λ_{k-1}, являющуюся длиной волны на частотах, соответствующих началу каждого поддиапазона. Величины λ_{k-1} могут быть выражены через величину λ_0 для продольных волн в виде $\lambda_{k-1}=n^{-k+1}\lambda_0$, а для изгибных волн в виде $\lambda_{k-1}=n^{\frac{-k-1}{2}}\lambda_0$. После несложных подстановок, суммируя получающиеся геометрические прогрессии по k, получаем следующие формулы для суммарной массы и суммарной протяженности, выраженные через λ_0:

$$P_{\Sigma}^{\text{пр}}=0{,}04W_0m\lambda_0(n+1)\left(1-\frac{1}{N_0}\right); \tag{3}$$

$$l_{\Sigma}^{\text{пр}}=0{,}02W_0\lambda_0\frac{1}{n-1}\left(1-\frac{1}{N_0}\right); \tag{4}$$

$$P_{\Sigma}^{\text{изг}}=0{,}05W_0m\lambda_0(n+1)(\sqrt{n}+1)\left(1-\frac{1}{\sqrt{N_0}}\right); \tag{3′}$$

$$l_{\Sigma}^{\text{изг}}=0{,}03W_0\lambda_0\frac{1}{\sqrt{n}-1}\left(1-\frac{1}{\sqrt{N_0}}\right), \tag{4′}$$

где W_0 — «гарантированная эффективность» в каждом поддиапазоне частот.

Величины P_Σ и l_Σ могут быть представлены в виде удельных величин

$$P_{\Sigma_0}=\frac{P_\Sigma}{W_0m\lambda_0}=f(n,N_0),$$

$$l_{\Sigma_0}=\frac{l_\Sigma}{W_0\lambda_0}=F(n,N_0),$$

представляющих собой суммарную массу, отнесенную к массе пластины длиной λ_0 и приходящуюся на 1 дБ эффективности, и суммарную длину, отнесенную к λ_0 и также приходящуюся на 1 дБ эффективности. Эти величины выражаются формулами

$$P_{\Sigma_0}^{\text{пр}}=0{,}04(n+1)\left(1-\frac{1}{N_0}\right); \quad l_{\Sigma_0}^{\text{пр}}=0{,}02\frac{1}{n-1}\left(1-\frac{1}{N_0}\right), \tag{5}$$

$$P_{\Sigma_0}^{\text{изг}}=0{,}05(n+1)(\sqrt{n}+1)\left(1-\frac{1}{\sqrt{N_0}}\right); \quad l_{\Sigma_0}^{\text{изг}}=0{,}03\frac{1}{\sqrt{n}-1}\left(1-\frac{1}{\sqrt{N_0}}\right). \tag{5′}$$

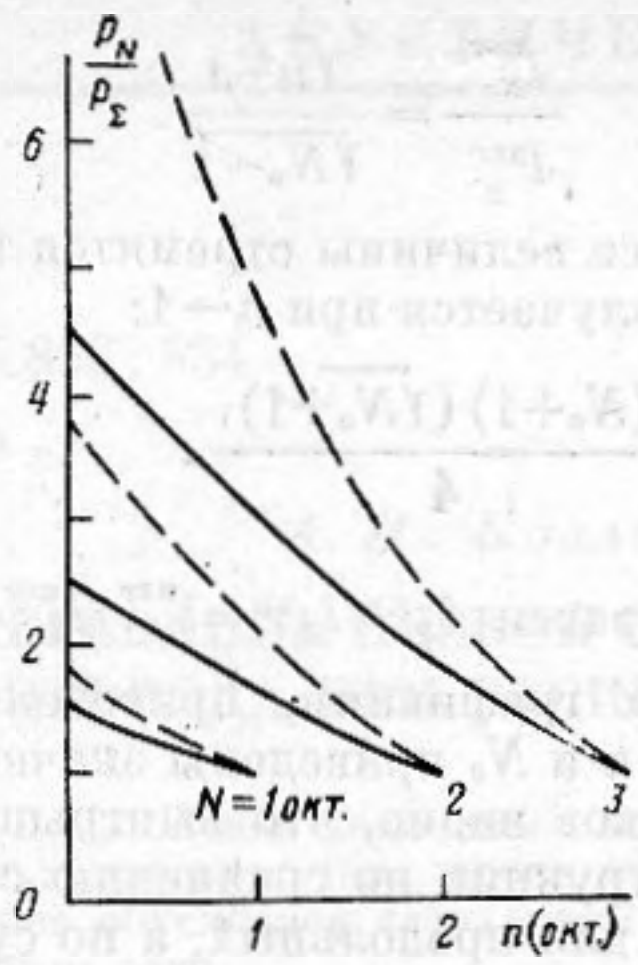

Рис. 1

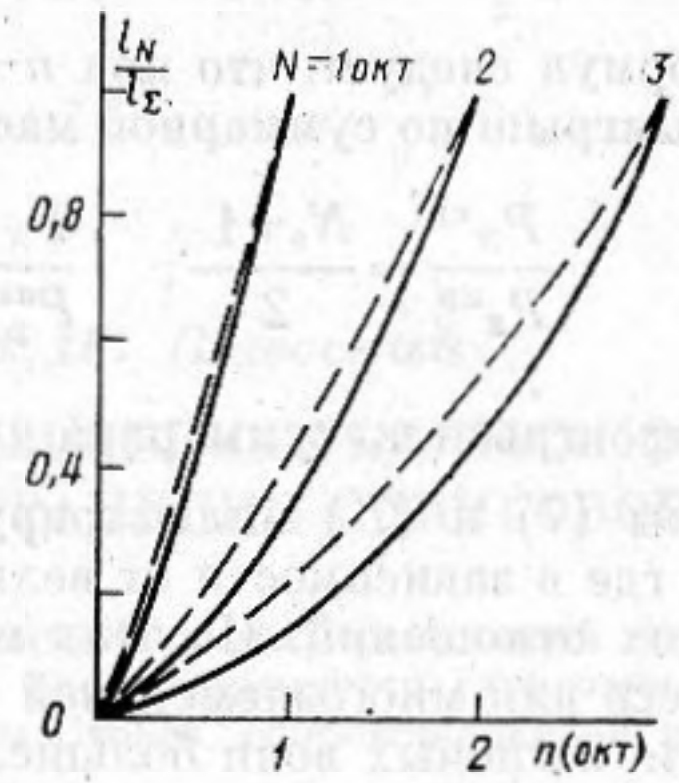

Рис. 2

Рис. 1. Величина отношения P_N/P_Σ в зависимости от относительной ширины n (сплошные линии – продольные волны; штриховые линии – изгибные волны)

Рис. 2. Величина отношения l_N/l_Σ в зависимости от относительной ширины n (сплошные линии – продольные волны; штриховые линии – изгибные волны)

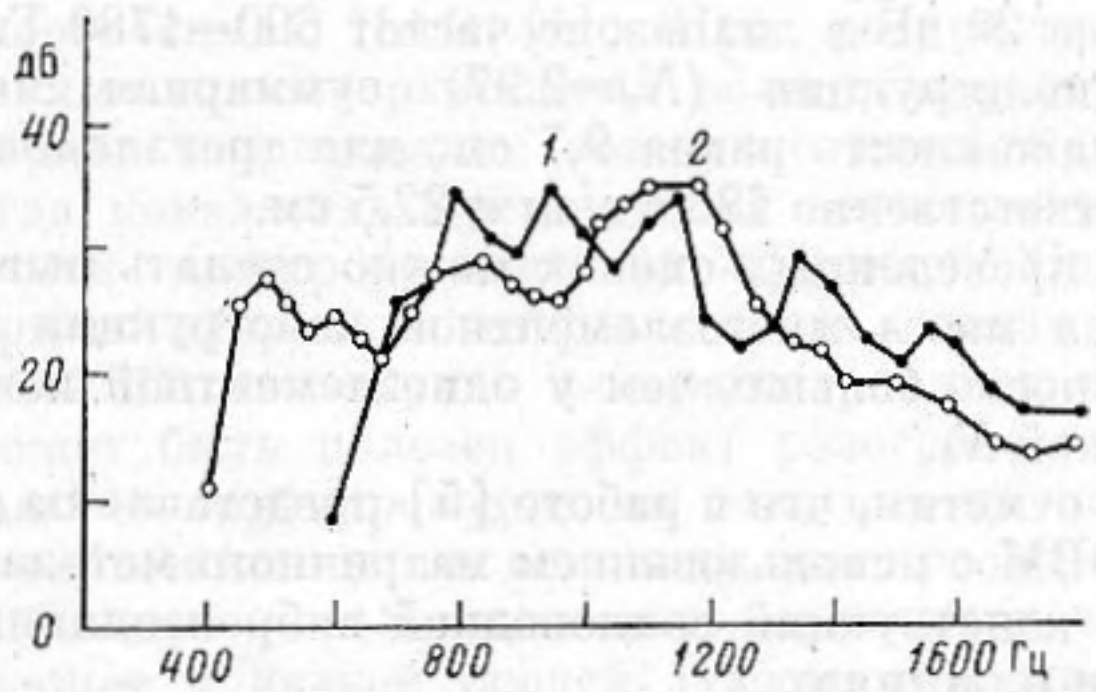

Рис. 3. Величина виброизоляции изгибных волн в стержне для одноэлементной (*1*) и трехэлементной (*2*) конструкций

Из этих формул видно, что даже при бесконечной полосе ($N_0 \to \infty$) суммарные величины масс и длин остаются конечными и являются предельными. Кроме того, суммарная масса будет минимальна, если уменьшить относительную полосу резонаторов. В предельном случае ($n \to 1$) имеем

$$P_{\Sigma_0}^{\text{пр}} = 0{,}08\left(1 - \frac{1}{N_0}\right); \tag{6}$$

$$P_{\Sigma_0}^{\text{изг}} = 0{,}2\left(1 - \frac{1}{\sqrt{N_0}}\right). \tag{6'}$$

Однако при этом суммарная длина должна стремиться к бесконечности, что следует из формул (5) и (5′) для $l_{\Sigma_0}^{\text{пр}}$ и $l_{\Sigma_0}^{\text{изг}}$.

Рассмотрим величины выигрыша по суммарной массе и проигрыша по суммарной длине в случае применения многоэлементной конструкции волноводной виброизоляции по сравнению с одноэлементной конструкцией, обеспечивающей ту же гарантированную эффективность в том же частотном диапазоне:

$$\frac{P_N^{\text{пр}}}{P_\Sigma^{\text{пр}}} = \frac{N_0+1}{n+1}; \quad \frac{l_N^{\text{пр}}}{l_\Sigma^{\text{пр}}} = \frac{n-1}{N_0-1}, \tag{7}$$

$$\frac{P_N^{\text{изг}}}{P_\Sigma^{\text{изг}}}=\frac{(N_0+1)}{n+1}\frac{(\sqrt{N_0}+1)}{\sqrt{n}+1};\quad \frac{l_N^{\text{изг}}}{l_\Sigma^{\text{изг}}}=\frac{\sqrt{n}-1}{\sqrt{N_0}-1}. \tag{7'}$$

Из этих формул следует, что при $n\to N$ все величины стремятся к 1. Наибольший выигрыш по суммарной массе получается при $n\to 1$:

$$\frac{P_N^{\text{пр}}}{P_\Sigma^{\text{пр}}}=\frac{N_0+1}{2};\quad \frac{P_N}{P_\Sigma^{\text{изг}}}=\frac{(N_0+1)(\sqrt{N_0}+1)}{4}.$$

При этом проигрыш по суммарной длине равен $l_N^{\text{пр}}/l_\Sigma^{\text{пр}}=l_N^{\text{изг}}/l_\Sigma^{\text{изг}}=r$.

Формулы (7) и (7′) иллюстрируются графиками, приведенными на рис. 1 и 2, где в зависимости от величин n и N_0 приведены значения соответствующих отношений. Из этих графиков видно, что выигрыш по суммарной массе для многоэлементной конструкции по сравнению с одноэлементной для изгибных волн больше, чем для продольных, а по суммарной длине — наоборот. Приведенные графики могут быть непосредственно использованы для сравнительной оценки применения одноэлементных или многоэлементных конструкций волноводной виброизоляции.

На рис. 3 в качестве примера представлены результаты эксперимента по измерению величины виброизоляции изгибных волн в стержне для одноэлементной (кривая *1*) и трехэлементной (кривая *2*) конструкций. Измерения проводились в соответствии с методикой, изложенной в работе [3]. Указанные конструкции рассчитывались для величины виброизоляции W_0 не менее 20 дБ в диапазоне частот 600—1780 Гц, при этом для одноэлементной конструкции (N_0=2,97) суммарная масса составляет 315,1 г/см и протяженность равна 9,7 см; для трехэлементной конструкции (n=1,44) соответственно 183,4 г/см и 22,5 см.

На основании проведенных оценок можно сделать вывод, что при $1<n<N_0$ суммарная масса многоэлементной конструкции меньше, а суммарная протяженность больше, чем у одноэлементной конструкции в полосе частот шириной N_0.

В заключение отметим, что в работе [5] представлены результаты точного расчета на ЭВМ с использованием матричного метода эффективности многоэлементных конструкций волноводной виброизоляции для изгибных волн в стержнях и пластинах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Исакович М. А., Кашина В. И., Тютекин В. В.* Применение систем резонаторов для звукоизоляции нормальной волны нулевого порядка в трубах и в других длинных линиях // Науч.-техн. сб. Морское приборостроение. Сер. Акустика. 1972. № 1. С. 117—125.
2. *Исакович М. А.* Теория волноводной изоляции волн в длинных линиях // Краткие тексты докл. VI Всесоюз. симпозиума по дифракции и распространению волн. Кн. 2. Ереван. Изд-во ВНИИРИ, 1973. С. 105.
3. *Исакович М. А., Кашина В. И., Тютекин В. В.* Экспериментальное исследование виброизоляции изгибных волн, создаваемой импендантными системами // Акуст. журн. 1977. Т. 23. № 3. С. 384—389.
4. *Исакович М. А.* Волноводный принцип изоляции звука и вибраций // Матер. семинара: Борьба с шумом и звуковой вибрацией. М.: МДНТП, 1974. С. 83—87.
5. *Мазурова Е. К., Приходько В. Ю.* Расчет эффективности многоэлементных волноводных виброизолирующих устройств // Науч.-техн. сб. Вопросы судостроения. Сер. Акустика. 1984. Т. 19. № 55. С. 58.

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

Поступила в редакцию
19.02.90

V. I. Kashina, V. V. Tyutekin

WAVEGUIDE VIBRATION ISOLATION OF LONGITUDINAL AND FLEXURAL WAVES BY MEANS OF MULTIELEMENT STRUCTURE OF RESONATORS

The multielement structure of waveguide vibration isolation of longitudinal and flexural waves in rods or plates is analyzed. The total mass of the resonators in this structure is shown to be smaller then that in oneelement structure for a given efficiency in a required frequency range. Results of numerical calculations are cited.