АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Том XXI 1975 Вып. 5

УДК 534.833

О КРИТЕРИЯХ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ И СООТНОШЕНИЯХ МЕЖДУ НИМИ

И. И. Клюкин

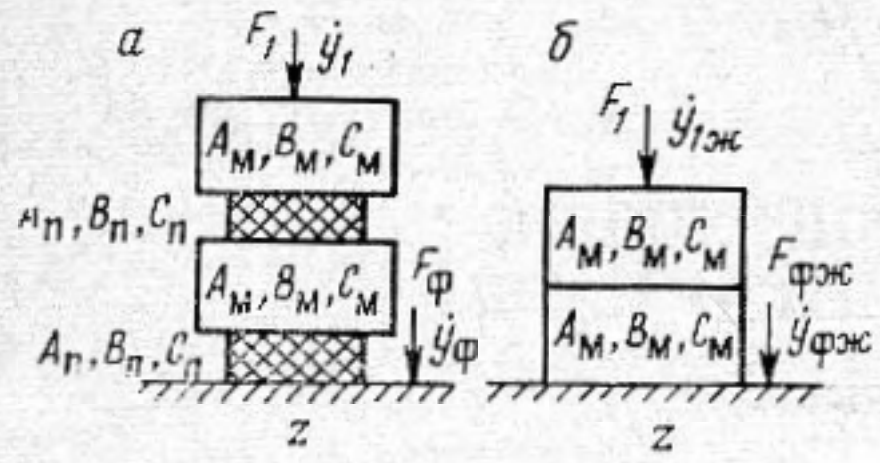
Рассмотрены зависимости между величинами, определяющими значения виброизоляции (по различным параметрам колебательного процесса) упругих прокладок и амортизаторов под механизмами, покоящимися на основании произвольного импеданца.

В классической теории виброизоляции [1] за меру виброизолирующей способности упругих прокладок и амортизаторов принимается так называемый коэффициент передачи, представляющий собой отношение колебательной силы на основании (фундаменте) амортизированного механизма к действующей на него периодической возмущающей силе. Обратное отношение (оно часто выражается в децибелах) получило название «перепада» вибрации на виброизолирующем креплении [2, 3]. Широкое распространение этого критерия виброизоляции, собственно, определяется тем, что он наиболее просто находится экспериментальным путем на готовой установке амортизации. Заметим, что в общем случае перепады вибрации по колебательным силам и колебательным скоростям не равны друг другу. Например, при бесконечном импедансе фундамента его колебательная скорость всегда равна нулю и перепад колебательных скоростей на виброизоляторе бесконечен; перепад же колебательных сил и в этом случае имеет конечное значение.

Показано, однако [2], что более правильным критерием виброизолирующей способности виброизоляторов является отношение колебательных сил (или, что при конечном импеданце фундамента равноценно, колебательных скоростей) на фундаменте при жестком и эластичном креплении к нему виброизолируемого объекта. Как правило, это отношение, которое можно назвать истинной виброизоляцией (или просто виброизоляцией) меньше перепада вибраций на виброизоляторах. Разность между перепадом вибрации на виброизоляторах и их истинной виброизоляцией зависит от импеданца фундамента, от параметров самих виброизоляторов и изолируемого объекта. Вопрос о том, какой параметр колебательного процесса целесообразно избирать при оценке виброизоляционных свойств, зависит от характера задачи. Современная виброизмерительная аппаратура звукового диапазона частот больше приспособлена для измерения не колебательных сил, а колебательных скоростей. Поэтому при экспериментальном определении виброизоляции целесообразно использовать последний параметр, особенно когда речь идет об анализе звукоизлучения конструкциями, расположенными за фундаментом, которое чаще всего определяется значениями колебательной скорости конструкций. С другой стороны, знание колебательных сил может потребоваться при теоретическом анализе распространения колебаний по конструкциям и сооружениям за фундаментом виброизолированного механизма.

Итак, нас интересуют следующие критерии виброизоляции: Π_p — перепад колебательных сил на виброизоляторах, $\Pi_{\dot{y}}$ — перепад колебательных скоростей на них, ВИ — их истинная виброизоляция, а также разности между значениями этих величин. Рассмотрение будем производить на примере двухзвенной (двухкаскадной) установки амортизации с фундаментом произвольного импеданца Z (фиг. 1, *а*), обеспечивающей больший сравнительно с однозвенной установкой виброизолирующий эффект [4, 5]. Коле-

бательный процесс полагаем детерминированным, гармоническим, а упругие прокладки, механизм и промежуточный блок (раму) между каскадами амортизации — однородными, что позволяет применить теорию механических четырехполюсников и аппарат полиномов Гегенбауэра.



Фиг. 1. Схема двухзвенного виброизолирующего крепления (*а*) и вспомогательная схема крепления, в которой изъяты виброизолирующие прокладки (*б*)

Для виброизолирующего крепления из n одинаковых звеньев перепады колебательных сил и скоростей равны [6]:

$$\frac{F_1}{F_ф} = t_1 C^1_{n-1}(x) - C^1_{n-2}(x), \tag{1}$$

$$\frac{\dot{y}_1}{\dot{y}} = t_2 C^1_{n-1}(x) - C^1_{n-2}(x), \tag{2}$$

где

$$t_1 = A_a + B_a / Z, \quad t_2 = C_a Z + D. \tag{3}$$

В выражениях (1) и (2) $C^1_{n-1}(x)$ — полиномы Гегенбауэра соответствующего порядка, аргумент их равен

$$x = \frac{1}{2}(A_a + D_a). \tag{4}$$

Здесь и в (3) A_a, B_a, C_a, D_a — коэффициенты составных механических четырехполюсников, эквивалентных каждому из идентичных звеньев виброизолирующего крепления, т. е. члены переходных матриц этих составных четырехполюсников.

Для двухзвенной виброизолирующей установки ($n=2$) из формул (1)—(3) при учете значений полиномов Гегенбауэра соответствующих порядков получится

$$\Pi_F = \frac{F_1}{F_ф} = (A_a + B_a/Z)(A_a + D_a) - 1, \tag{5}$$

$$\Pi_{\dot{y}} = \frac{\dot{y}_1}{\dot{y}_ф} = (C_a Z + D_a)(A_a + D_a) - 1, \tag{6}$$

где параметры составных четырехполюсников, получающиеся путем перемножения переходных матриц элементов звеньев, равны

$$\begin{aligned} A_a &= A_м A_п + B_м C_п, \quad B_a = A_м B_п + B_м A_п, \\ C_a &= C_м A_п + A_м C_п, \quad D_a = C_м B_п + A_м A_п, \end{aligned} \tag{7}$$

индексы $_м$ и $_п$ указывают, что параметр относится соответственно к механизму (и промежуточному блоку) или к виброизолирующим прокладкам (фиг. 1, *а*). Так как коэффициент потерь прокладок, а тем более виброизолируемого механизма и промежуточного блока не превышает 0,2 ($\eta_{м_п} < 0{,}2$), то входящие в правую часть выражений (7) коэффициенты могут быть найдены из следующих приближенных выражений:

$$\begin{aligned} A_{м_п} &\approx \operatorname{ch}\left[\left(\frac{\omega}{c_{м_п}}\frac{\eta_{м_п}}{2} + j\frac{\omega}{c_{м_п}}\right) l_{м_п}\right], \\ B_{м_п} &\approx (\rho c S)_{м_п}\left(1 + j\frac{\eta_{м_п}}{2}\right) \operatorname{sh}\left[\left(\frac{\omega}{c_{м_п}}\frac{\eta_{м_п}}{2} + j\frac{\omega}{c_{м_п}}\right) l_{м_п}\right], \\ C_{м_п} &= \frac{1}{(\rho c S)_{м_п}}\left(1 - j\frac{\eta_{м_п}}{2}\right) \operatorname{sh}\left[\left(\frac{\omega}{c_{м_п}}\frac{\eta_{м_п}}{2} + j\frac{\omega}{c_{м_п}}\right) l_{м_п}\right], \end{aligned} \tag{8}$$

где $l_{\substack{м\\п}}$ и $S_{\substack{м\\п}}$ — высоты и вибропроводящие площади механизма (промежуточного блока) и прокладок, $\eta_{\substack{м\\п}}$ — их коэффициенты потерь, $(\rho c)_{\substack{м\\п}}$ — акустические сопротивления их материала, ω — круговая частота.

Для нахождения виброизоляции виброизолирующих прокладок необходимо получить выражение, в которое входила бы $F_{фж}$ — колебательная сила на фундаменте при упразднении прокладок (фиг 1, *б*). Прокладки в этом случае вырождаются в механические линии нулевой длины, для которых, как следует из формул (8), $A_п=D_п=1$, $B_п=C_п=0$. Подставив эти значения в (7), получим, как и следует ожидать:

$$A_{аж}=D_{аж}=A_м, \quad B_{аж}=B_м, \quad C_{аж}=C_м. \tag{9}$$

Если в выражения (5) и (6) вместо имеющихся там коэффициентов составных четырехполюсников ввести соответствующие коэффициенты (9), то получатся значения перепада колебательных сил и колебательных скоростей при отсутствии прокладок

$$П_{Fж}=\frac{F_1}{F_{фж}}=2A_м(A_м+B_м/Z)-1, \tag{10}$$

$$П_{\dot{y}ж}=\frac{\dot{y}_{1ж}}{\dot{y}_{фж}}=2A_м(A_м+ZC_м)-1. \tag{11}$$

Выражение виброизоляции амортизирующего крепления получим из формул (5) и (10):

$$ВИ=\frac{F_{фж}}{F_ф}=\frac{(A_a+B_a/Z)(A_a+D_a)-1}{2A_м(A_м+B_м/Z)-1}. \tag{12}$$

Заметим, что поскольку $F_{фж}=\dot{y}_{фж}Z$ и $F_ф=\dot{y}_фZ$, то значение истинной виброизоляции при каждой данной частоте в отличие от значений перепадов вибрации не зависит от того, какими параметрами колебательного процесса пользоваться — колебательными силами или скоростями.

Из формул (5) и (12) разность (в децибелах) между перепадом колебательных сил на амортизирующем креплении и его истинной виброизоляцией представится в виде

$$\Delta(П_F-ВИ)=20\lg\left|\frac{П_F}{ВИ}\right|=20\lg|2A_м(A_м+B_м/Z)-1|\ дб \tag{13}$$

Аналогично из формул (6) и (12) получим разность между перепадом колебательных скоростей и виброизоляцией

$$\Delta(П_{\dot{y}}-ВИ)=20\lg\left|\frac{П_{\dot{y}}}{ВИ}\right|= \tag{14}$$

$$=20\lg\left|\frac{[(D_a+ZC_a)(A_a+D_a)-1][2A_м(A_м+B_м/Z)-1]}{(A_a+B_a/Z)(A_a+D_a)-1}\right|\ дб$$

На фиг. 2 и 3 приведены результаты расчета на ЭВМ «Мир-2» частотных зависимостей искомых разностей (13) и (14). Исходные данные для расчета (вводимые сначала в выражения (8) и (7)) таковы: $c_м=5\cdot10^5$ *см/сек*, $l_м=100$ *см*, $\eta_м=0{,}01$*, $c_п=5\cdot10^3$ *см/сек*, $l_п=5$ *см*, $\eta_п=0{,}1$; частоты берутся в пределах 100—6400 *гц* через одну октаву. Кривые *1*, *2*, *3* построены соответственно для значений $(\rho cS)_м/Z=0{,}1$; 1; 10.

Как видно из графиков, искомые разности достигают достаточно больших значений, особенно на высоких частотах. Дальнейшие расчеты пока-

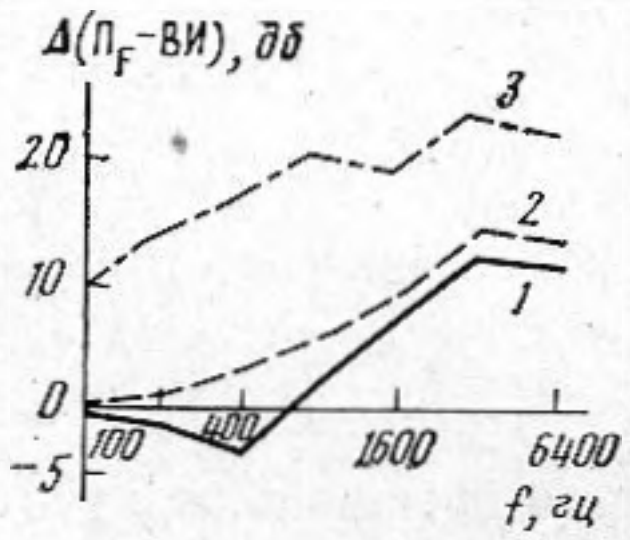
* В данном случае пренебрегается изменением $\eta_м$ с частотой, которое может иметь место при облицовке частей механизма и промежуточного блока вибропоглощающими покрытиями [7].

зывают, что, например, при инерционном характере Z поправка, напротив, возрастает не при увеличении, а при уменьшении частоты. Все это подчеркивает относительность такого широко распространенного критерия оценки виброизолирующих свойств амортизирующих креплений, как перепад вибрационных уровней на них. Во всех случаях ему следует предпочитать определение истинной виброизоляции амортизирующего крепления.

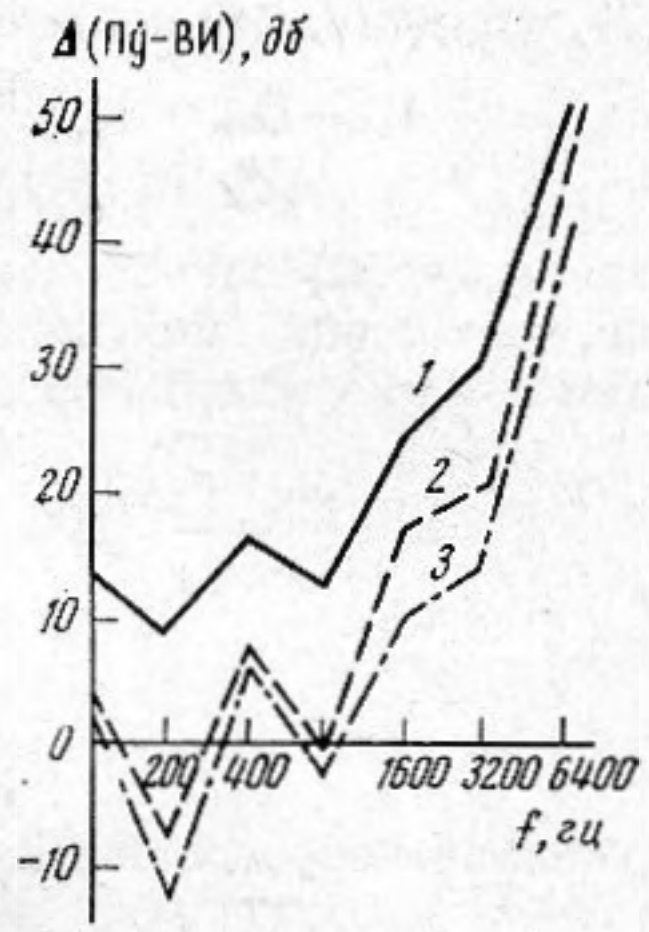
В последнее время [8] предложено использовать для оценки виброизоляции энергетические критерии, в общем подобные перепаду вибраций на

Фиг. 2. Разность между перепадом колебательных сил на двухзвенном виброизолирующем креплении и его истинной виброизоляцией

Фиг. 3. Разность между перепадом колебательных скоростей и истинной виброизоляцией



Фиг. 2



Фиг. 3

виброизоляторах и их виброизоляции. Соотношения между энергетическими критериями пока не установлены, но также следует ожидать заметной разницы в их величине при некоторых значениях параметров виброизолирующего крепления и виброизолируемых объектов.

Автор благодарит Ю. Д. Сергеева за выполнение расчетов на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Дж. П. Ден-Гартог.* Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
2. *И. И. Клюкин.* К теории звукоизолирующих прокладок. ЖТФ, 1950, *20*, 5, 579–589.
3. *Н. Г. Беляковский.* Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. Л., «Судостроение, 1965.
4. *И. И. Клюкин.* О виброизолирующем эффекте двухкаскадного амортизирующего крепления виброактивных механизмов. В сб. Основные задачи акустики в судостроении. Ленинградский кораблестроительный ин-т, 1969, ч. II, 100–115.
5. *J. S. Snowdon.* Mechanical four-pole parameters and their application. J. Sound and Vibrat., 1971, *15*, 3, 307–324.
6. *И. И. Клюкин.* О передаче и изоляции продольных волн в цепочечных структурах из инерционных и упругодиссипативных элементов. Тр. Ленинградского кораблестроительного ин-та, 1973, 77, 3–9.
7. *Б. Д. Тартаковский, В. В. Степанов.* Эффективность вибропоглощающих покрытий, наносимых на металлические конструкции. В сб. Колебания, измерения и демпфирование упругих структур. М., «Наука», 1973, 112–118.
8. *В. К. Ильков, В. И. Попков.* Колебания сложных активных механических систем. В сб. Акустическая динамика машин и конструкций. М., «Наука», 1973, 32–37.

Ленинградский кораблестроительный институт

Поступила 20 мая 1974 г.