АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ, 2018, том 64, № 6, с. 727–736

АКУСТИЧЕСКАЯ ЭКОЛОГИЯ. ШУМЫ И ВИБРАЦИЯ

УДК 534.2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИТНЫХ ПАНЕЛЕЙ

© 2018 г. А. Я. Зверев[a], *, В. В. Черных[a]

[a]*ФГУП ЦАГИ, Научно-исследовательский Московский комплекс ЦАГИ*
Россия, 105005 Москва, ул. Радио 17
**e-mail: zverev@dubna.ru*

Поступила в редакцию 08.02.2018 г.
После доработки 20.07.2018 г.

Выполнен комплекс экспериментальных исследований по определению акустических и виброакустических характеристик многослойных панелей различной толщины из полимерного композиционного материала на основе углеволокна, установленных в проеме между реверберационными камерами. Определена звукоизоляция и акустическая вибровозбудимость панелей при их возбуждении диффузным звуковым полем, а также модальная плотность, коэффициенты потерь на излучение и полные коэффициенты потерь при возбуждении панелей вибростендом в широких полосах частот. Показано, что характеристики панелей имеют достаточно универсальный характер. Получены простые эмпирические выражения для их описания. Проведено сравнение измеренных виброакустических характеристик панелей из полимерного композиционного материала с аналогичными характеристиками традиционной подкрепленной фюзеляжной панели.

Ключевые слова: звукоизоляция, акустическое излучение, коэффициент потерь, композитная панель

DOI: 10.1134/S0320791918060151

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы в авиастроении и других отраслях промышленности все шире применяются конструкции, выполненные из полимерных композиционных материалов (ПКМ). Так, применение ПКМ на планере самолета МС-21 достигает 31%, причем три четверти из них углепластики – многослойные композитные конструкции на основе углеродного волокна [1]. Эти конструкции значительно отличаются от металлических своими упругими, инерционными и рассеивающими свойствами, причем эти свойства до настоящего времени систематически не исследовались в отличие от свойств традиционных самолетных конструкций [2–4]. Данные по звукоизоляции и виброакустическим характеристикам типовых самолетных конструкций систематизированы и положены в основу методики прогноза шума в салонах пассажирских самолетов [5]. Аналогичных данных для конструкций, выполненных из композиционных материалов, нет или их недостаточно. В отечественной и зарубежной научной литературе такие данные также отсутствуют либо представлены фрагментарно и не могут быть систематизированы и использованы для практического применения. Теоретически, если речь идет о достаточно простых конструкциях из слоистых композитов, зная параметры каждого слоя, можно рассчитать их напряженное состояние и другие механические характеристики [6]. Более того, существует довольно обширная литература, посвященная прогнозу акустического и виброакустического поведения конструкций из ПКМ [7–11]. Однако необходимые для такого прогноза параметры, такие как модальная плотность, коэффициенты излучения, коэффициенты потерь и т.п. из-за недостатка экспериментальных данных рассчитываются, как правило, на основе достаточно простых моделей, либо принимаются константами. Вследствие этого даже для простых конструкций наблюдается заметное расхождение между расчетными и экспериментальными результатами [12]. Поэтому существует настоятельная потребность в экспериментальном определении основных акустических и виброакустических характеристик конструкций из полимерных композиционных материалов, и в первую очередь из ПКМ на основе углеродного волокна. В данной работе представлены результаты первого этапа комплексных экспериментальных исследований на таких панелях с целью определения всего спектра характеристик, необходимых для про-

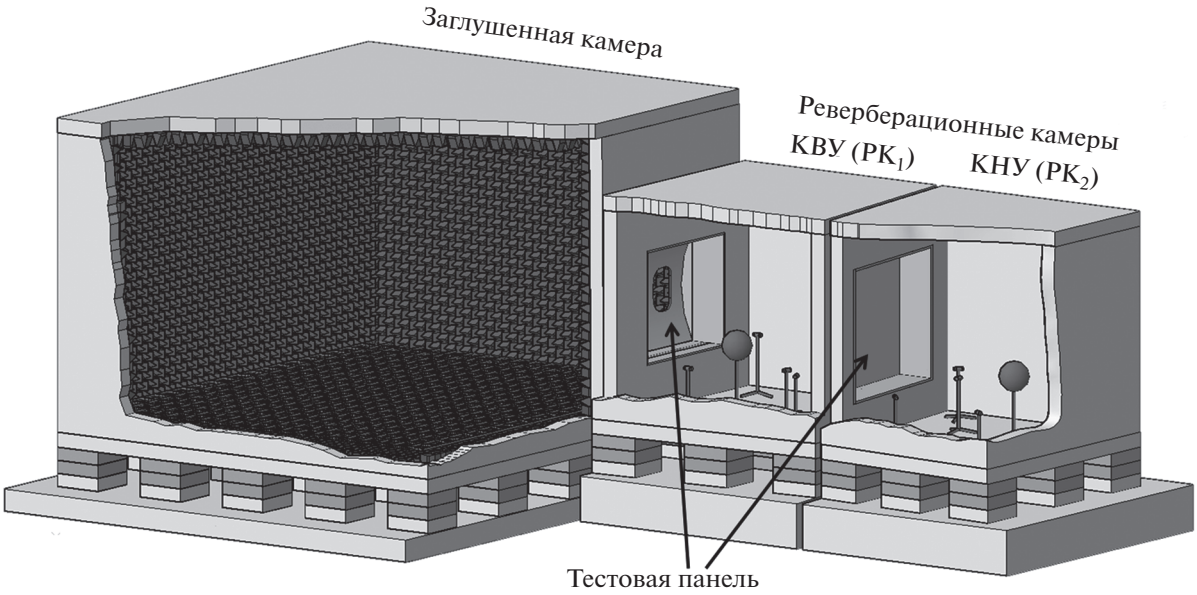

Рис. 1. Схема акустического стенда АК-11.

гноза их акустического и виброакустического поведения в рамках энергетического статистического подхода.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Экспериментальные исследования проводились в реверберационных камерах акустического стенда АК-11 ЦАГИ (рис. 1), подробное описание которых представлено в [13]. Камера высокого уровня (КВУ, $РК_1$) и камера низкого уровня (КНУ, $РК_2$) объемами соответственно 210 и 220 м^3 соединены проемом, который позволяет испытывать панели размером 1.5 × 1.5 и 2.2 × 1.5 м. Неравномерность звукового поля в камерах в октавных полосах частот 125–500 Гц не превышает 1 дБ, а в полосах частот 1–8 кГц не превышает 0.5 дБ [14]. Это свидетельствует о соответствии обеих реверберационных камер стенда АК-11 требованиям ГОСТ по диффузности поля с точки зрения его однородности. Также обе камеры удовлетворяют нормативным требованиям по времени реверберации во всем исследуемом диапазоне частот.

В экспериментах были задействованы четыре композитные плоские панели (КПП). Подобные панели могут рассматриваться в качестве прототипов панелей пола пассажирского самолета. Это многослойные панели, изготовленные на основе ткани СС600 из высокопрочного углеродного волокна Т300 с применением инфузионной технологии. Габариты панелей 1.7 × 1.7 м, поверхностная масса одного слоя 0.6 кг/м^2, толщина слоя 0.6 мм ± 15%. Параметры панелей приведены в таблице. Надо заметить, что если вес и поверхностную массу панелей можно определить достаточно точно, то толщина несколько варьируется по площади панелей. В таблице приведены примерные средние значения этого параметра. На рис. 2 показан вид панели КПП-04 в проеме и слоистая структура ПКМ.

Оценка звукоизоляции панелей проводилась с использованием стандартной процедуры ее определения методом реверберационных камер в соответствии с требованиями ГОСТ 27296-2012 [15]. В испытаниях использовались следующие средства измерений, вспомогательные устройства и программное обеспечение:

1. Микрофоны диффузного поля (тип B&K 4942), 10 штук.

Таблица 1. Параметры композитных панелей

№	Название	Толщина, мм	Количество слоев	Поверхностная масса, кг/м^2
1	КПП-01	~3.0	5	4.15
2	КПП-02	~5.0	9	7.0
3	КПП-03	~7.0	12	9.5
4	КПП-04	~20.0	34	28.0

(а) (б)

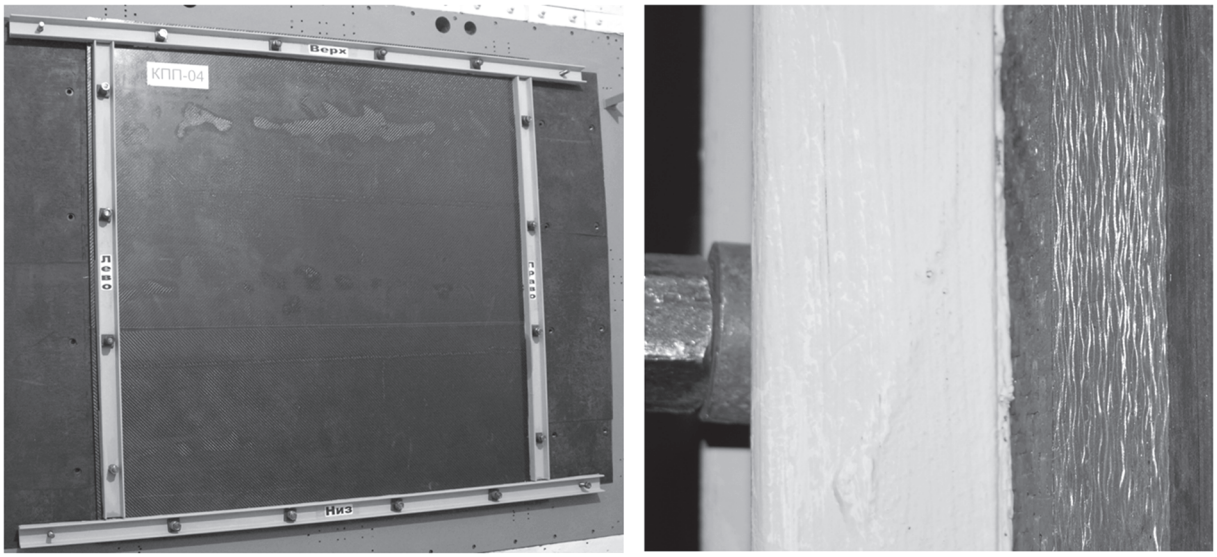

Рис. 2. (а) Вид панели КПП-04 в проеме и (б) сечение панели.

2. Источники звука (тип Yamaha DSR115), 4 штуки.

3. Система сбора и анализа данных (тип B&K 3560C).

4. Программное обеспечение PULSE (тип B&K 7700-N10).

Кроме звукоизоляции у трех наиболее тонких панелей были определены их виброакустические характеристики. При виброакустических измерениях использовался тот же программно-аппаратный комплекс, что и при проведении акустических испытаний. В дополнение к нему была задействована следующая аппаратура:

5. Вибростенд (тип B&K 4809).

6. Усилитель мощности сигнала к вибростенду (тип B&K 2716).

7. Импедансная головка (тип B&K 8001).

8. Акселерометр (PCB, тип 352B10).

Вибростенд крепился на подвеске с возможностью возбуждения любой точки панели. На вибростенде была установлена импедансная головка, с помощью которой фиксировались значения сигналов с датчиков силы и ускорения. В данной работе при всех измерениях панель возбуждалась “белым” шумом в точке с координатами (0.943; 0.63 м) относительно левого нижнего угла панели. При высокой степени диффузности вибрационного поля можно говорить о достаточности возбуждения конструкции в одной точке. Основным требованием при выборе координат точки возбуждения является ее асимметричное положение относительно центра панели с тем, чтобы сила, действующая в этой точке, возбуждала максимальное количество мод.

В результате проведенных экспериментов были сделаны оценки излучения панели в обе стороны – в КВУ и в КНУ. Односторонний коэффициент потерь на излучение в реверберационную камеру (РК) η_r измеряется при точечном возбуждении обшивки панели вибратором с использованием известных уравнений баланса энергии, справедливых в рамках энергетического статистического подхода [16, 17]:

$$W_r = \eta_r W_v, \tag{1}$$

$$W_r = W_d, \tag{2}$$

или

$$\eta_r = W_d / W_v, \tag{3}$$

где W_r – мощность, излучаемая панелью в РК, W_v – мощность колебаний панели, W_d – звуковая мощность, поглощаемая стенками РК. W_d определяется по соотношению

$$W_d = \omega\eta\langle p^2\rangle V / \rho c^2, \tag{4}$$

где $\omega = 2\pi f$ – круговая частота, $\eta = 2.2/fT$, T – среднее время реверберации в РК, $\langle p^2\rangle$ – средний по объему РК квадрат звукового давления, V – объем РК, ρ, c – параметры воздушной среды в РК.

Средний по объему РК квадрат звукового давления, так же как и среднее время реверберации, определялся по данным с пяти микрофонов, размещенных в РК и более чем на 1 м удаленных от ее стен.

Мощность колебаний панели определяется из соотношений

$$W_v = \omega E_v, \tag{5}$$

$$E_v = M_p \langle a^2 \rangle / \omega^2. \tag{6}$$

M_p – масса панели; $\langle a^2 \rangle$ – средний по поверхности панели квадрат виброускорения, значение которого оценивается по данным измерений виброускорения в нескольких точках.

Полный коэффициент потерь оценивается при точечном возбуждении панели вибратором по соотношению

$$\eta_t = W_{\text{in}} / W_v, \tag{7}$$

где W_{in} – мощность, поступающая на панель от вибратора. W_{in} измеряется и контролируется во время испытаний с помощью импедансной головки. Для ее определения используется соотношение

$$W_{\text{in}} = -\frac{1}{\omega} \operatorname{Im} \Phi_{aF}(\omega), \tag{8}$$

где $\Phi_{aF}(\omega)$ – взаимный спектр силы и ускорения в точке возбуждения. W_v оценивается так же, как при определении коэффициента потерь на излучение.

Из соотношений (3) и (7) следует, что для определения отношения коэффициента потерь на излучение к полному коэффициенту потерь не нужно измерять мощность колебаний панели, достаточно определить значения W_d и W_{in}:

$$\eta_r / \eta_t = W_d / W_{\text{in}}. \tag{9}$$

Акустическая вибровозбудимость есть отношение энергии колебаний панели E_2 к энергии колебаний воздушной среды, возбуждаемой громкоговорителями в камере высокого уровня E_1. Она может быть оценена на основе данных измерений средних уровней виброускорений на панели при ее акустическом возбуждении $\langle a^2 \rangle$ и средних уровней звукового давления в КВУ $\langle p_1^2 \rangle$:

$$E_2 / E_1 = \left(M_p \rho_1 c_1^2 / \left(\omega^2 V_1 \right) \right) \left(\langle a^2 \rangle / \langle p_1^2 \rangle \right). \tag{10}$$

По результатам измерений акустической вибровозбудимости E_2/E_1 и отношения коэффициента потерь на излучение в КВУ к полному коэффициенту потерь η_r/η_t можно определить плотность собственных частот панели. Для конструкций с достаточно высокой (>10 дБ) звукоизоляцией безразмерная модальная плотность панели может быть оценена из соотношения

$$\tilde{n}_2 = n_2 / n_{pl} = \left(E_2 / E_1 \right) \left(n_1 / n_{pl} \right) \left(\eta_r / \eta_t \right)^{-1}, \tag{11}$$

где n_2 – плотность собственных частот панели; n_{pl} – плотность собственных частот тонкой пластины той же массы, жесткости и габаритных размеров, что и панель:

$$n_{pl} = A f_c / 2 c_0^2, \tag{12.1}$$

A – площадь панели; f_c – критическая частота; n_1 – плотность акустических мод в КВУ:

$$n_1 = \omega^2 V_1 / \left(2\pi^2 c_0^3 \right). \tag{12.2}$$

На основании измеренных характеристик можно оценить резонансную составляющую звукоизоляции конструкции по соотношению

$$R_{\text{res}}^{(d)} = 10 \lg \left[\frac{1}{8\pi} \frac{c_0 A}{f_0 V_3} \eta_{3r}^{-1} \left(\frac{E_2}{E_1} \right)^{-1} \right]. \tag{13}$$

Средний по поверхности панели квадрат виброускорения $\langle a^2 \rangle$ в данной работе оценивался по результатам измерений виброускорения в восьми точках. Результаты измерений показали, что стандартное отклонение уровней вибраций в различных точках каждой из испытанных панелей на частотах выше 100 Гц не превышает 3–4 дБ как при акустическом, так и при механическом возбуждении.

В соответствии с принципами энергетического статистического подхода, чем ближе реальная пространственная картина распределения колебаний упругой системы или звукового давления в акустическом пространстве к диффузному полю, тем точнее статистическая оценка среднего значения измеряемого параметра по некоторой выборке точек характеризует полную энергию системы. Перечень измеренных виброакустических параметров является типичным для энергетического подхода, и в совокупности они полностью характеризуют поведение конструкции при ее широкополосном возбуждении. При отсутствии неконтролируемых потерь в системе (отсутствие структурной связи между камерами, отсутствие акустических протечек по контуру проема) они не зависят от установки и могут быть воспроизведены на аналогичном стенде. Измеренные характеристики могут быть использованы для прогноза звукоизоляции конструкции и при других видах ее случайного возбуждения, в том числе от поля пульсаций давления турбулентного пограничного слоя [18].

С учетом сказанного можно утверждать, что в результате испытаний получены достоверные значения звукоизоляции панелей и их виброакустических характеристик в 1/3-октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами в диапазоне 100–8000 Гц.

РЕЗУЛЬТАТЫ И АНАЛИЗ

На рис. 3 показаны кривые измеренной в 1/3-октавных полосах частот звукоизоляции четырех панелей в диффузном звуковом поле. По провалу звукоизоляции можно определить критическую частоту каждой панели – она смещается по мере увеличения толщины панели влево по частотной шкале. Для самой тонкой панели КПП-01 критическая частота f_{1c} находится в окрестности частоты 4000 Гц. Для КПП-02 $f_{2c} \approx 2500$ Гц. Для КПП-03 $f_{3c} \approx 1600$ Гц и для самой толстой панели КПП-04 критическая частота f_{4c} расположена в окрестности 630 Гц. Зная критическую частоту и массу панели, можно оценить модуль Юнга. Он равен для всех панелей примерно $E \approx 3.8 \times 10^{10}$ Н/м^2. Интересно отметить, что при плотности материала панелей, которая составляет $\rho = 1.4 \times 10^3$ кг/м^3, отношение $\sqrt{E/\rho}$, характеризующее скорость распространения продольной волны в стержне, равняется 5300 м/с, т.е. практически совпадает с аналогичной величиной для дюраля.

Для сравнения с традиционными самолетными конструкциями на этом же рисунке приведены значения звукоизоляции (ЗИ) фюзеляжной панели среднемагистрального самолета, подкрепленной типовым набором стрингеров и шпангоутов. Частота кольца панели 400 Гц, критическая частота 10 кГц. Поверхностная масса панели составляет 7 кг/м^2, т.е. совпадает с поверхностной массой панели КПП-02. Из рисунка видно, что звукоизоляция КПП-02 превышает ЗИ традиционной панели во всем диапазоне частот за исключением окрестности критической частоты 2.5 кГц. Это область частот, где эффективно работают рыхловолокнистые звукопоглощающие материалы и проблема малой звукоизоляции достаточно просто решается, в отличие от низкочастотной области, где простых средств увеличения ЗИ, кроме увеличения веса конструкции, практически нет. Отсюда следует, что применение ПКМ может быть эффективно с точки зрения акустического комфорта в салоне самолета, и необходимо уметь прогнозировать виброакустическое поведение панелей из композиционных материалов.

Зная критическую частоту каждой панели, можно представить их звукоизоляцию на безразмерной частотной шкале. На рис. 4 показаны значения звукоизоляции панелей на частотах выше 125 Гц. По оси абсцисс отложены значения безразмерной частоты f/f_c, где f_c – критическая частота.

Из рисунка можно видеть, что значения звукоизоляции для всех четырех панелей ложатся практически на одну кривую за исключением значений ЗИ панели КПП-04 в окрестности критической частоты. На частотах ниже критической ($f < f_c/2$) звукоизоляция увеличивается с частотой с наклоном 4 дБ/окт. На частотах выше критической звукоизоляция сначала увеличивается с наклоном 9 дБ/окт, а затем становится примерно постоянной. В окрестности критической частоты величина минимальной звукоизоляции для трех тонких панелей примерно одинакова и составляет ~21 дБ. Для этих панелей можно записать универсальную зависимость звукоизоляции от безразмерной частоты в следующем виде:

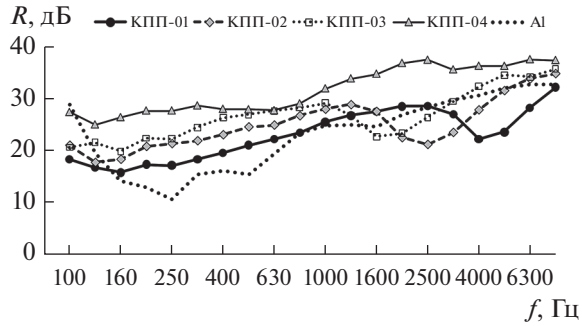

Рис. 3. Звукоизоляция панелей КПП-01, 02, 03, 04 и традиционной фюзеляжной панели в диффузном поле.

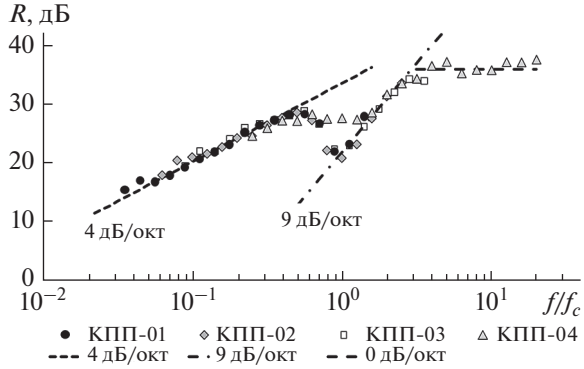

Рис. 4. Зависимость звукоизоляции панелей КПП-01, 02, 03, 04 в диффузном поле от безразмерной частоты.

$$R \approx \begin{cases} 34 + 13.3\lg(f/f_c), & f/f_c < 0.5, \\ 21 - 30\lg(f/f_c), & 0.5 \le f/f_c \le 1, \\ 21 + 30\lg(f/f_c), & 1 < f/f_c \le 2.5, \\ 36, & f/f_c > 2.5. \end{cases} \quad (14)$$

Акустическая вибровозбудимость является еще одной характеристикой конструкции, которая определяется при ее возбуждении диффузным звуковым полем. На рис. 5 представлены средние значения акустической вибровозбудимости для трех панелей. Как и следовало ожидать, более тонкие панели почти во всем рассматриваемом частотном диапазоне возбуждаются силь-

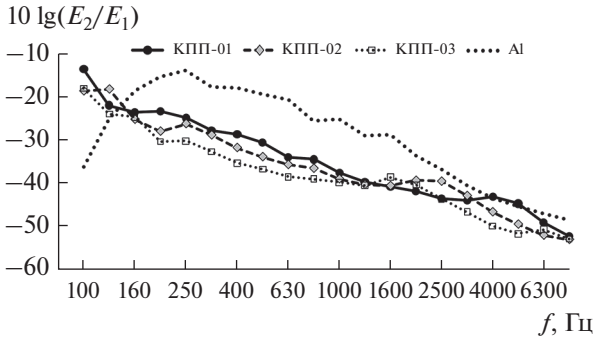

Рис. 5. Акустическая вибровозбудимость панелей КПП-01, 02, 03 и традиционной панели.

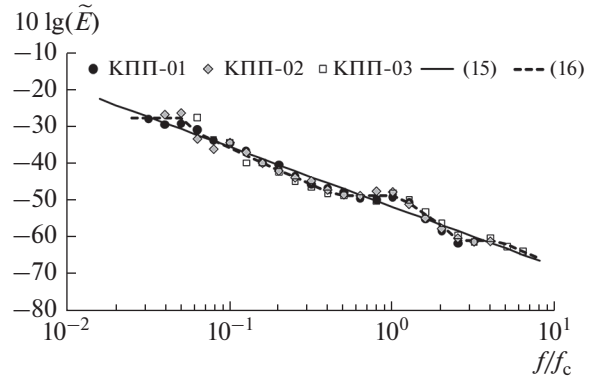

Рис. 6. Удельная акустическая вибровозбудимость панелей КПП-01, 02, 03.

нее, чем толстые. Однако в окрестности критической частоты вибровозбудимость даже самой толстой панели больше, чем вибровозбудимость тонких панелей. Так, в полосе частот 1600 Гц, где расположена критическая частота панели КПП-03, ее вибровозбудимость превышает возбудимость двух более тонких панелей. В окрестности частоты 2500 Гц, где расположена критическая частота панели КПП-02, величина ее вибровозбудимости выше, чем у панелей КПП-01 и КПП-03.

Здесь же для сравнения представлена акустическая вибровозбудимость традиционной дюралевой панели. Можно видеть, что практически во всем диапазоне частот данная величина традиционной панели значительно выше, чем панелей из ПКМ. На частотах ниже 250 Гц снижение вибровозбудимости определяется цилиндричностью панели, и здесь нельзя впрямую сравнивать характеристики этой панели с плоскими панелями из ПКМ.

На рис. 6 для трех панелей приведена величина $10\lg\tilde{E}$, где $\tilde{E} = (m_0/m_2)(E_2/E_1)$; m_2 – поверхностная масса панели; $m_0 = 1$ кг/м^2. Назовем величину $\tilde{E}$ удельной акустической вибровозбудимостью, рассчитанной на единицу поверхностной массы панели. По оси абсцисс на этом рисунке отложены значения безразмерной частоты f/f_c. Можно видеть, что величина удельной вибровозбудимости как функция безразмерной частоты практически одинакова для всех трех панелей. Это важный результат, так как он позволяет получить универсальную зависимость для акустической вибровозбудимости панелей данного вида путем аппроксимации полученной кривой. Простейшая линейная аппроксимация полученной зависимости, изображенная на рисунке сплошной линией, может быть представлена в следующем виде:

$$10\lg\tilde{E} \approx -52 - 16.2\lg(f/f_c). \qquad (15)$$

Более точную аппроксимацию можно представить в виде отрезков прямых в разных частотных диапазонах. Эта функция, показанная на рис. 5 в виде пунктирной линии, может быть записана следующим образом:

$$10\lg\tilde{E} \approx \begin{cases} -28, & f/f_c \le 0.05, \\ -56 - 20\lg(f/f_c), & 0.05 < f/f_c < 0.5, \\ -49, & 0.5 \le f/f_c \le 1, \\ -48 - 30\lg(f/f_c), & 1 < f/f_c \le 2, \\ -61, & 2 < f/f_c \le 4, \\ -48 - 20\lg(f/f_c), & f/f_c > 4. \end{cases} \qquad (16)$$

На рис. 7 представлены значения коэффициентов потерь на излучение панели КПП-02 в камеру высокого уровня η_{1r} и в камеру низкого уровня η_{3r}. Можно видеть, что на частотах выше 1 кГц излучение в камеру высокого уровня несколько больше, чем в камеру низкого уровня. В области низких частот наблюдается обратная тенденция. В окрестности критической частоты наблюдается сильное увеличение излучения. На частотах меньше $f_c/2$ коэффициент потерь на излучение практически не зависит от частоты. Аналогичная картина наблюдается и для других панелей. В среднем для трех панелей величина $10\lg(\eta_{1r}/\eta_{3r})$, характеризующая отношение коэффициентов потерь на излучение в КВУ и в КНУ, увеличивается от –2 дБ на частоте 160 Гц до +3 дБ на частоте 8000 Гц, с наклоном примерно 1 дБ/окт.

Для сравнения на рис. 7 также приведены значения коэффициента потерь на излучение традиционной панели в камеру низкого уровня. В камеру высокого уровня излучение примерно такое же. Можно видеть, что излучение традиционной панели несколько меньше излучения панели из ПКМ.

На рис. 8 приведены значения коэффициентов потерь на излучение в камеру низкого уровня панелей КПП-01, 02, 03. Максимальные значения коэффициентов для всех панелей практически одинаковы и составляют $10\lg(\eta_{3r}) \approx -25$ дБ. Вид-

но, что максимумы излучения наблюдаются на частотах 5000, 3150 и 1600 Гц, то есть несколько сдвинуты вправо по частотной шкале относительно минимумов звукоизоляции этих панелей. Такой сдвиг объясняется тем, что звукоизоляция конструкции в области критической частоты определяется не просто коэффициентом потерь на излучение в КНУ, а произведением этого коэффициента на акустическую вибровозбудимость.

На рис. 9 приведено значение этого произведения для трех панелей. Сравнивая этот рисунок с рис. 3, на котором приведены кривые звукоизоляции панелей, можно увидеть, что максимумы произведения $(E_2/E_1)\eta_{3r}$ для каждой панели точно совпадают с минимумами ее звукоизоляции. На этом же рисунке для сравнения представлены значения этого произведения для традиционной панели. Видно, что для одинаковых по массе панелей значения этой характеристики у традиционной панели (Al) выше почти во всем частотном диапазоне, за исключением области в окрестности критической частоты панели КПП-02.

Для получения более универсальных зависимостей рассматриваемых характеристик представим их в том же безразмерном виде, как это было проделано с акустической вибровозбудимостью, т.е. в расчете на 1 кг поверхностной массы как функцию безразмерной частоты. На рис. 10 приведены удельные коэффициенты потерь на излучение в КНУ $\tilde{\eta}_{3r} = (m_0/m_2)\eta_{3r}$. Можно видеть, что на частотах меньше критической удельный коэффициент потерь на излучение является величиной постоянной для разных панелей, и его значение составляет примерно 0.0001 (–40 дБ). Максимальное значение коэффициента потерь на излучение в окрестности критической частоты, как следует из рис. 8, равняется 0.035 (–25 дБ). На частотах выше критической коэффициент уменьшается с наклоном 4.5–6 дБ/окт. Суммируя эти результаты, универсальную зависимость для коэффициента потерь на излучение композитных панелей можно записать в следующем виде:

$$10\lg\eta_{3r} \approx \begin{cases} -40 + 10\lg(m_2/m_0), & f/f_c \le 0.5, \\ -25, & f/f_c = 1, \\ -25 - 17\lg(f/f_c), & f/f_c > 1. \end{cases} \quad (17)$$

На рис. 11 представлены значения произведения коэффициента потерь на излучение в КНУ и удельной вибровозбудимости панелей в зависимости от безразмерной частоты. Видно, что мы получили универсальную зависимость для данного параметра, который определяет резонансное прохождение звука через конструкцию. На частотах ниже критической параметр $\tilde{E}\eta_{3r}$ уменьшается с наклоном 6 дБ/окт. В окрестности критической частоты его величина равняется $\tilde{E}\eta_{3r} \approx 5 \times 10^{-8}$ (–73 дБ). На закритических частотах значения параметра уменьшаются с наклоном 12 дБ/окт. Аналитически полученную зависимость можно записать в следующем виде:

$$10\lg(\tilde{E}\eta_{3r}) \approx \approx \begin{cases} -88 - 20\lg(f/f_c), & f/f_c < 0.5, \\ -73 + 20\lg(f/f_c), & 0.5 \le f/f_c \le 1, \\ -73 - 40\lg(f/f_c), & f/f_c > 1. \end{cases} \quad (18)$$

На рис. 12 приведены значения полного коэффициента потерь для панели КПП-01. Здесь же

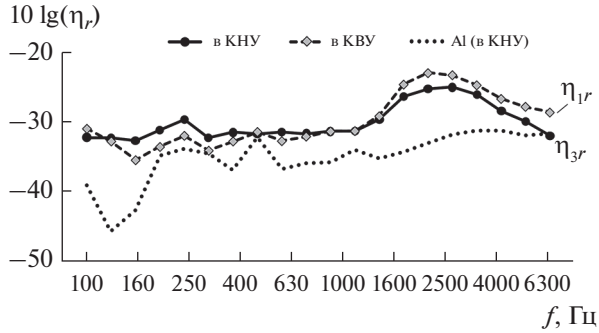

Рис. 7. Коэффициенты потерь на излучение в КВУ и в КНУ панели КПП-02 в сравнении с излучением в КНУ традиционной панели.

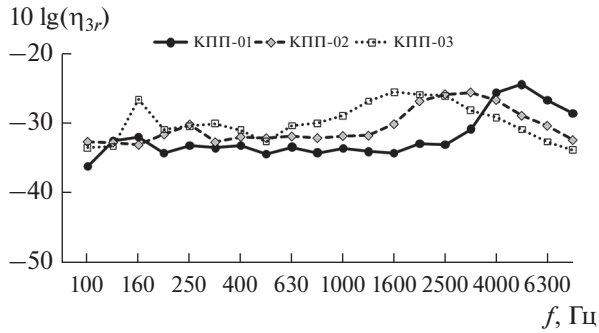

Рис. 8. Коэффициенты потерь на излучение в КНУ панелей КПП-01, 02, 03.

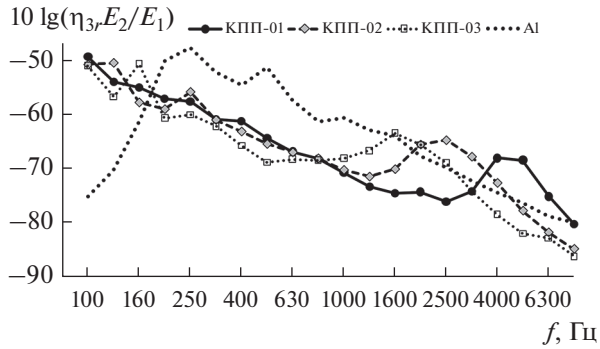

Рис. 9. Произведение коэффициента потерь на излучение в КНУ и вибровозбудимости панелей КПП-01, 02, 03 и традиционной панели.

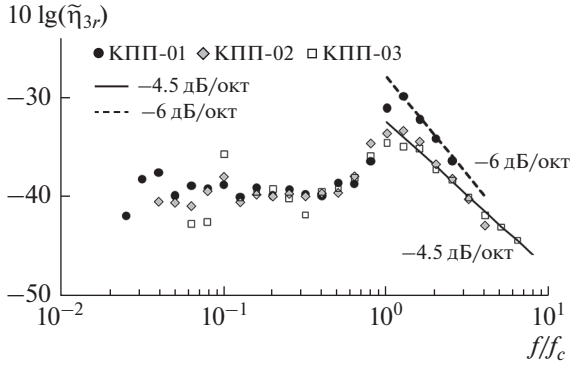

Рис. 10. Удельный коэффициент потерь на излучение в КНУ панелей КПП-01, 02, 03.

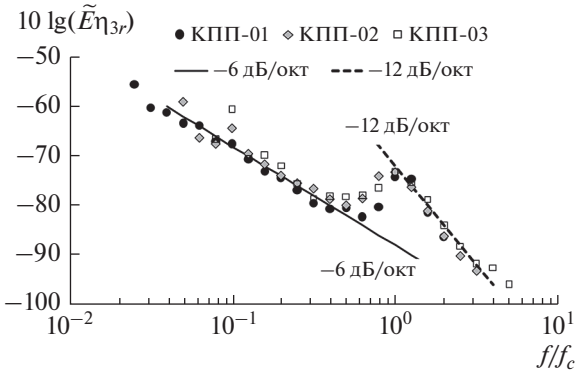

Рис. 11. Произведение коэффициента потерь на излучение в КНУ и удельной вибровозбудимости панелей КПП-01, 02, 03.

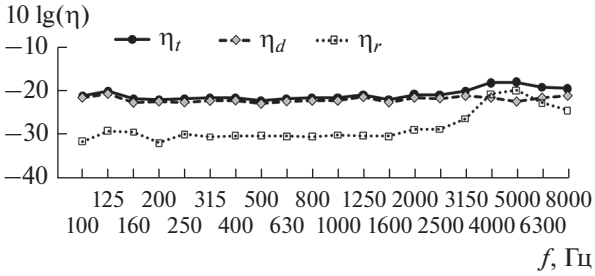

Рис. 12. Коэффициенты потерь на излучение, на диссипацию и полный коэффициент потерь панели КПП-01.

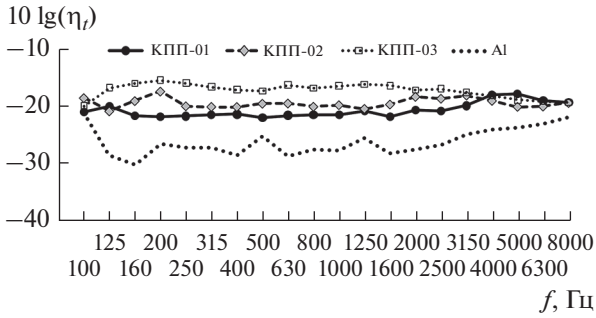

Рис. 13. Полный коэффициент потерь панелей КПП-01, 02, 03 и традиционной панели.

приведены значения суммарного коэффициента потерь на излучение в КВУ и КНУ ($\eta_r = \eta_{1r} + \eta_{3r}$), а также коэффициента внутренних потерь η_d, определенного как разность полного коэффициента потерь и суммарного коэффициента потерь на излучение: $\eta_d = \eta_t - \eta_r$. Можно видеть, что почти во всем частотном диапазоне полный коэффициент потерь и коэффициент внутренних потерь не зависят от частоты. Общие потери определяются в основном внутренними потерями, за исключением области в окрестности критической частоты, где суммарные потери на излучение начинают преобладать над внутренними потерями. Аналогичная картина наблюдается и для других панелей.

На рис. 13 приведены значения полного коэффициента потерь для трех панелей. Видно, что по мере увеличения толщины панели ее полные потери увеличиваются. Здесь же приведены значения полного коэффициента потерь традиционной панели. Видно, что почти во всем частотном диапазоне полные потери в панели из ПКМ выше потерь в традиционной конструкции на 6–7 дБ.

Если ввести понятие удельного полного коэффициента потерь (на единицу поверхностной массы панели), как это было проделано выше для других характеристик, можно выявить достаточно универсальную закономерность. На рис. 14 приведены значения удельного полного коэффициента потерь для трех панелей в зависимости от безразмерной частоты. В качестве первого приближения можно считать, что удельный полный коэффициент потерь не зависит от частоты и равняется $\tilde{\eta}_t \approx 2\times10^{-3}(10\lg\tilde{\eta}_t \approx -27)$. Следовательно, соотношение для полного коэффициента потерь можно записать в виде $\eta_t \approx 2\times10^{-3}\left(m_2/m_0\right)$ или, что то же самое,

$$10\lg\eta_t \approx -27 + 10\lg\left(m_2/m_0\right). \qquad (19)$$

На основании измеренных характеристик по соотношению (11) были рассчитаны значения отношения модальной плотности тестовых панелей к модальной плотности тонкой пластины с той же массой и жесткостью. Расчеты показали, что практически во всем частотном диапазоне отношение n_2/n_{pl} можно положить равным единице, и только на самых высоких частотах его величина начинает возрастать пропорционально квадрату частоты. Общее выражение для модальной плотности композитных панелей можно записать следующим образом:

$$\frac{n_2(\omega)}{n_{pl}(\omega)} \approx \begin{cases} 1, & f \le 2f_c, \\ 0.16\left(f/f_c\right)^2, & f > 2f_c. \end{cases} \quad (20)$$

Для лучшего понимания особенностей поведения панелей из ПКМ было проведено сравнение измеренных значений ЗИ с рассчитанными. Для этого на основании экспериментально определенных значений виброакустических характеристик панелей по соотношению (13) была рассчитана их “резонансная” составляющая звукоизоляции. Нерезонансная составляющая ЗИ была рассчитана по закону массы для диффузного поля.

На рис. 15 для панели КПП-02 кружками показаны значения измеренной звукоизоляции, а сплошной кривой с треугольными маркерами – рассчитанной. Пунктир соответствует нерезонансной звукоизоляции, рассчитанной по закону массы для диффузного поля. Резонансная ЗИ, показанная сплошной кривой без маркеров, рассчитана исходя из измеренных виброакустических характеристик. Можно видеть, что на средних и высоких частотах наблюдается очень хорошее соответствие рассчитанных и измеренных значений звукоизоляции. На частотах $f > f_c/2$ резонансная составляющая вносит определяющий вклад в суммарную звукоизоляцию панелей. В области более низких частот преобладает вклад нерезонансной передачи, который на частотах выше 250 Гц довольно удовлетворительно описывается законом масс. На более низких частотах наблюдается значительное расхождение между рассчитанными и измеренными значениями звукоизоляции. Это объясняется влиянием конечных размеров панелей, условий их закрепления в проеме, а также тем фактом, что на этих частотах перестают выполняться условия статистической однородности возбуждающего звукового поля и/или вибрационного поля панели.

На рис. 16 для сравнения приведены значения измеренной и рассчитанной звукоизоляции для традиционной панели. Представленная здесь картина достаточно характерна для традиционных фюзеляжных панелей, подкрепленных ребрами жесткости. В отсутствие вибропоглощающей облицовки резонансный механизм передачи энергии у таких панелей, как правило, несколько преобладает над инерционным.

Из сравнения рис. 15 и 16 можно видеть, что для панелей из ПКМ в области докритических частот превалирует инерционная передача, а резонансный механизм передачи звуковой энергии проявляется только на частотах около- и закритических, в то время как звукоизоляция традиционных панелей определяется резонансным механизмом передачи звуковой энергии практически во всей рассматриваемой области частот. В этом состоит одно из основных преимуществ панелей из ПКМ над традиционными конструкциями с акустической точки зрения. Такое различие в поведении панелей объясняется тем, что акустическая вибровозбудимость панелей из ПКМ значительно ниже, а полный коэффициент потерь выше, чем у традиционных панелей. Отрицательной стороной панелей из композиционного материала можно считать то, что они имеют низкую критическую частоту, в окрестности которой звукоизоляция уменьшается. Однако эта проблема в

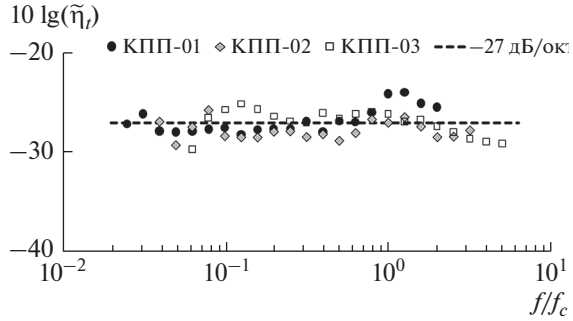

Рис. 14. Удельный полный коэффициент потерь панелей КПП-01, 02, 03.

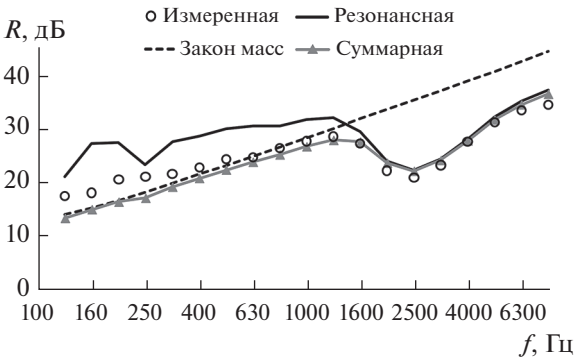

Рис. 15. Панель КПП-02. Сравнение рассчитанной суммарной ЗИ и ее составляющих с измеренной.

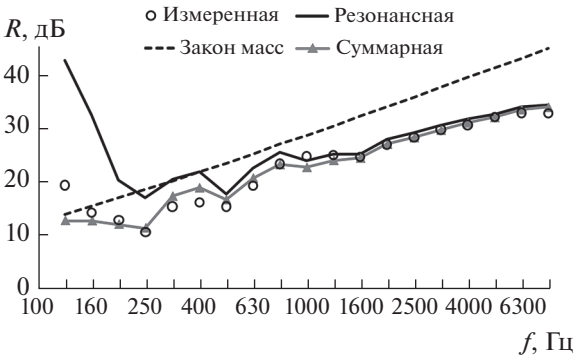

Рис. 16. Традиционная подкрепленная фюзеляжная панель. Сравнение рассчитанной суммарной ЗИ и ее составляющих с измеренной.

области средних частот просто решается путем облицовки конструкции легким слоем звукопоглощающего материала, в то время как повышенная звукоизоляция панелей из ПКМ в области низких частот является очень существенным ее преимуществом над традиционными панелями.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В итоге проделанной работы получены следующие результаты. В реверберационных камерах установки АК-11 испытаны четыре плоские панели из полимерного композиционного материала на основе ткани из высокопрочного углеродного волокна с количеством слоев 5, 9, 12, 34 толщиной от 3 до 20 мм. При возбуждении панелей диффузным звуковым полем определены значения их звукоизоляции и акустической вибровозбудимости. При возбуждении панелей вибростендом с установленной на нем импедансной головкой определены коэффициенты потерь на излучение в камеры высокого и низкого уровней и полный коэффициент потерь. Сделаны оценки значений модальной плотности панелей. Результаты получены в 1/3-октавных полосах частот в диапазоне 100–8000 Гц. Показано, что акустические и виброакустические характеристики панелей имеют достаточно универсальный характер в зависимости от безразмерной частоты. Получены простые эмпирические выражения для описания всех измеренных характеристик композитных панелей – важный результат, позволяющий прогнозировать акустическое и виброакустическое поведение конструкций, выполненных из композитного материала, в широком диапазоне их толщин и количества слоев. Проведено сравнение измеренных виброакустических характеристик панелей из ПКМ с аналогичными характеристиками традиционной подкрепленной фюзеляжной панели. Показано, что благодаря высокому коэффициенту внутренних потерь и низкой акустической вибровозбудимости панели из композиционного материала с акустической точки зрения более эффективны по сравнению с традиционной фюзеляжной панелью.

Авторы выражают признательность С.А. Михайлову (КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева) за оказанную помощь при создании тестовых композитных панелей и профессору В.Ф. Копьеву за поддержку данной работы.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI62818X0011).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Савин С.П.* Применение современных полимерных композиционных материалов в конструкции планера самолетов семейства МС-21 // Известия Самарского научного центра РАН. 2012. Т. 14. № 4(2). С. 686–693.
2. *Ткачев А.А.* Виброакустические характеристики подкрепленных пластин и оболочек. В кн: Борьба с шумом и звуковой вибрацией. М.: МДНТП, 1982. С. 97–102.
3. *Ефимцов Б.М., Лазарев Л.А.* Комплекс аналитических моделей для прогноза шума в салоне самолета // Акуст. журн. 2012. Т. 58. № 4. С. 443–449.
4. *Зверев А.Я.* Механизмы снижения шума в салоне самолета // Акуст. журн. 2016. Т. 62. № 4. С. 474–479.
5. Авиационная акустика. В 2-х ч. Ч. 2. Шум в салонах пассажирских самолетов. Под ред. Мунина А.Г. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.
6. *Кристенсен Р.* Введение в механику композитов. М.: Мир, 1982. 336 с.
7. *Chronopoulos D., Troclet B., Ichchou M., Lain'e J.P.* A unified approach for the broadband vibroacoustic response of composite shells // Composites: Part B: Engineering. 2012. 43(4). P. 1837–1846.
8. *Chronopoulos D., Ichchou M., Troclet B., Bareille O.* Predicting the broadband vibroacoustic response of systems subject to aeroacoustic loads by a Krylov subspace reduction // Applied Acoustics. 2013. № 74. P. 1394–1405.
9. *Ghinet S., Atalla N., Osman H.* The transmission loss of curved laminates and sandwich composite panels // J. Acoust. Soc. Am. 2005. 118(2). P. 774–790.
10. *Ghinet S., Atalla N., Osman H.* Diffuse field transmission into infinite sandwich composite and laminate composite cylinders // J. Sound Vibr. 2006. 289(4–5). P. 745–778.
11. *Wang T., Li S., Rajaram S., Nutt S.R.* Predicting the sound transmission loss of sandwich panels by statistical energy analysis approach // J. Vibration and Acoustics. Transactions of the ASME. 2010. 132(1). 0110041–0110047.
12. *Atalla N., Ghinet S., Osman H.* Transmission loss of curved composite panels with acoustic materials // Proceedings of the 18th International Congress on Acoustics (ICA). Kyoto, 2004.
13. *Ефимцов Б.М., Зверев А.Я., Черных В.В.* Метод тестового поля для прогноза шума в салоне винтового самолета // Ученые записки ЦАГИ. Т. 39. № 4. М., 2008. С. 82–90.
14. *Борисов С.А., Голубев А.Ю., Зверев А.Я., Кудисова Л.Я., Кузнецов В.Б.* Акустические характеристики новых звукомерных камер // В сб. Доклады IX научно-технической конференции по авиационной акустике. М., 1989. С. 436–440.
15. ГОСТ 27296-2012. Здания и сооружения. Методы измерения звукоизоляции ограждающих конструкций. М.: Стандартинформ, 2014.
16. *Lion R.H., Maidanik G.* Statistical method in vibration analysis // AIAA J. 1964. V. 2. № 6. P. 1015–1024.
17. *Crocker M.J., Price A.J.* Sound transmission using statistical energy analysis // J. Sound Vibr. 1969. V. 9. № 3. P. 469–486.
18. *Ефимцов Б.М., Ткачев А.А.* Звукоизоляция тонкостенных конструкций в поле турбулентных пульсаций давления // В сб. Доклады VIII научно-технической конференции по аэроакустике, М., 1990. С. 146–148.