

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ПАНЕЛИ ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ АКУСТИЧЕСКИХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

М.А. Самойлов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Исследованы характеристики вибраций тонкостенной конструкции при воздействии случайных полей давления, определяемых пристеночными пульсациями в турбулентном пограничном слое при режиме обтекания максимального скоростного напора и пульсациями, вызванными шумом реактивной струи двигателя в момент старта. Предполагается, что шум от реактивной струи двигателя обуславливается акустической продольной бегущей волной вдоль корпуса изделия и акустическим диффузным полем, в частности, возникающим вследствие отражения акустической волны от стартовых сооружений. В качестве тонкостенной конструкции рассматривается обтекаемая панель носовой части изделия, выполненная из композиционных материалов. В состав панели, кроме полотна, входят окружные подкрепляющие ребра с двумя шпангоутами. Приведены математические модели задания внешних воздействий и алгоритмы определения характеристик случайной вибрации при воздействии случайных полей давления. Расчет амплитудно-частотной характеристики системы производится методом суперпозиции форм. Пространственная корреляционная функция пристеночных пульсаций давления в турбулентном пограничном слое определяется согласно выражению Коркоса, в котором коэффициенты затухания пространственной корреляционной функции корректируются согласно модели Ефимцова. Спектральная плотность пристеночных пульсаций давления в турбулентном пограничном слое определяется согласно модели Ефимцова. Уровни акустического воздействия, обусловленного шумом реактивной струи двигателя в момент старта, определялись из расчета задач газовой динамики и задаются в качестве исходных данных. Представлены спектральные характеристики виброускорений тонкостенной конструкции в зависимости от частоты и их распределение по поверхности исследуемой конструкции в окрестности центральной частоты, на которой наблюдается максимальное нагружение. Предполагается, что рассчитанные уровни нагрузок будут использованы в качестве режимов нагружения при экспериментальной отработке компонентов изделия.

Ключевые слова: тонкостенная оболочка, акустические пульсации, аэродинамические пульсации, вибрация, спектральная плотность мощности.

При эксплуатации летательных аппаратов на обтекаемой поверхности возникает случайное по пространству и времени поле интенсивных пульсаций давления. Случайное поле давления вызывает колебания упругой поверхности обтекания и последующее ее акустическое излучение [1]. Вибрации обтекаемой поверхности и ее акустическое излучение является причиной усталостных разрушений элементов конструкции и определяет задачу обеспечения работоспособности приборов и агрегатов, находящихся под обтекаемой поверхностью.

В работах [2–6] представлены данные экспериментального, а в работах [7–11] теоретического изучения вопроса о колебаниях элементов тонкостенных конструкций в поле пульсаций давления случайных по пространству и времени. Однако, несмотря на важность этой задачи, в настоящее время исследований ее численного решения с применением к реальной конструкции получено недостаточно. В практике инженерного проектирования необходимо определить вибрационные нагрузки элементов крепления приборов, которые находятся во внутренних полостях изделия. Вибрации элементов крепления приборов развиваются вследствие колебания обтекаемых панелей. Таким образом, в первую очередь, необходимо определить вибрационные нагрузки обтекаемых панелей при воздействии случайных полей давления.

Случайное поле давления определяется в основном пристеночными пульсациями в турбулентном пограничном слое (псевдозвуковыми пульсациями), а также акустическими пульсация-

Расчет и конструирование

ми продольно распространяющейся бегущей волны вдоль изделия и диффузного поля. Процессы этих случайных воздействий можно считать стационарными и эргодическими. Тогда в каждом процессе усреднение по ансамблю реализаций можно заменить усреднением по времени и весь процесс рассмотреть на примере одной реализации [12].

Максимальные уровни полетных вибраций будут определяться с максимальными уровнями пульсаций давления при различных комбинациях масштабов зон корреляции воздействия и форм колебаний конструкции в диапазоне частот этого воздействия.

Максимальные уровни псевдозвуковых пульсаций давления проявляются на участке максимального скоростного напора при сверхзвуковом режиме обтекания. Максимальные уровни акустических пульсаций, образованных реактивной струей двигателя, достигаются при старте на максимальной мощности работы двигательной установки и в условиях отражения акустической волны от стартовых сооружений.

Наибольший интерес представляет определение нагрузок при воздействии акустических и псевдозвуковых пульсаций давления для тонкостенных элементов поверхности обтекания в местах установки аппаратуры системы управления и полезной нагрузки в носовой части летательного аппарата.

В силу однородности поля возбуждаемой нагрузки и большого количества форм колебаний в диапазоне высоких частот при определении характеристик вибраций тонкостенных панелей, как правило, достаточно рассмотреть часть панели, количество изгибных волн на которой достигает 10. В качестве такой панели рассматривается элемент обшивочной части, который показан на рис. 1. Элемент состоит из углепластикового полотна двойной кривизны и окружных подкрепляющих стеклопластиковых ребер. Механические характеристики ортотропного материала полотна и окружных ребер приведены в табл. 1 в соответствии с обозначениями на рис. 1. Коэффициент потерь при демпфировании принят равным 1 %. Геометрические характеристики модели рассматриваемой панели приведены в табл. 2.

Граничные условия по кромкам обозначены на рис. 1 и приведены в табл. 3. Они определяются в цилиндрической системе координат и отвечают симметричным и кососимметричным условиям.

Исследуемый частотный диапазон от 100 Гц до 2 кГц разбит на полосы с шириной 1/3 октавы.

Таблица 1

Характеристики материала

Параметр	E_{11} , ГПа	E_{22} , ГПа	ν_{12}	G_{12} , ГПа	G_{13} , ГПа	G_{23} , ГПа	ρ , кг/м ³
Часть 1 (полотно)	38,15	32,05	0,45	20,94	5,00	5,00	2490
Часть 2 (полотно)	48,09	35,54	0,45	17,82	5,00	5,00	2490
Окружные ребра 1	92,60	7,00	0,21	3,97	3,97	3,97	1540
Окружные ребра 2	18,00	16,00	0,26	5,00	5,00	5,00	1700

Таблица 2

Геометрические характеристики элементов панели

Параметр	Часть 1	Часть 2	Окружные ребра 1	Окружные ребра 2
t , мм	4,20	4,65	6,00	20,00
h , мм	–	–	11,00	29,00

Таблица 3

Граничные условия

Кромка	K	M	Симметрия		Кососимметрия	
			P	T	P	T
Граничные условия	$\theta = 0$;	$\theta = 0$;	$\theta = 0$;	$\theta = 0$;	$r = 0$;	$r = 0$;
	$z = 0$;	$z = 0$;	$\varphi = 0$;	$\varphi = 0$;	$z = 0$;	$z = 0$;
	$\varphi = 0$	$\varphi = 0$	$\zeta = 0$	$\zeta = 0$	$\psi = 0$	$\psi = 0$

Примечание: φ – угол поворота вокруг оси r , ψ – угол поворота вокруг оси θ , ζ – угол поворота вокруг оси z .

Моделирование вибраций осуществлялось с помощью метода конечных элементов, при этом размер элемента определялся из условия 10 узлов на длину волны свободных изгибных колебаний и возбуждающей нагрузки.

Спектральная характеристика вибраций как выходного процесса определяется следующим образом [13, 14]:

$$S_{\text{вых}} = \sum_i \sum_j H_i(\omega) \cdot H_j^*(\omega) \cdot S_{\text{вх}}, \tag{1}$$

где $S_{\text{вых}}$ – спектральная плотность выходного процесса;

$H_i(\omega)$ – частотная характеристика системы на i -е воздействие;

$H_j^*(\omega)$ – комплексно сопряженная $H_j(\omega)$, где $H_j(\omega)$ – частотная характеристика системы на j -е воздействие;

$S_{\text{вх}}$ – взаимная спектральная плотность входного процесса.

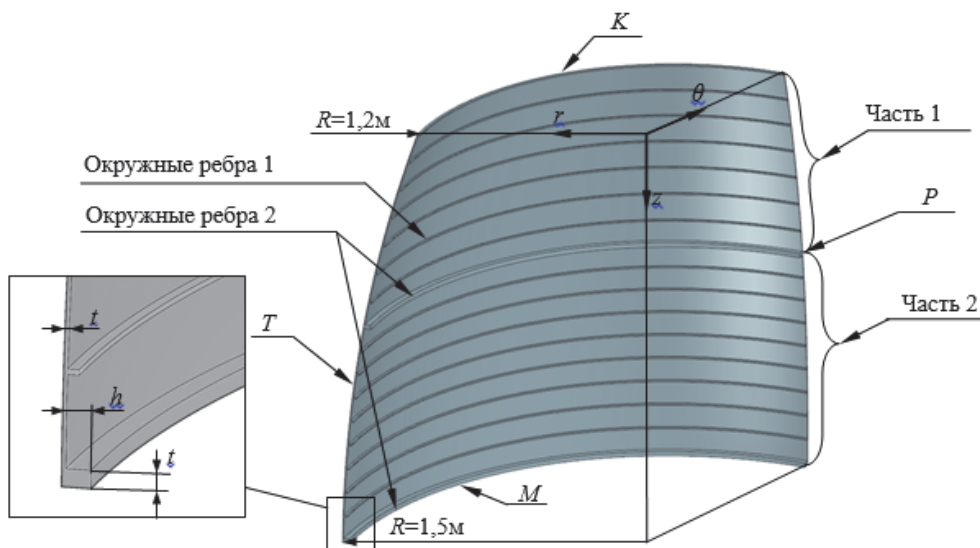


Рис. 1. Панель оживальной части изделия

Частотная характеристика системы определяется при использовании модального подхода. Собственные векторы рассчитываются методом Ланцоша [15].

Процесс воздействия псевдозвуковых пульсаций характеризуется взаимной спектральной плотностью

$$S_{\text{вх}}(\Delta x, \Delta y, \omega) = S_p(\omega) \cdot R(\Delta x, \Delta y, \omega), \tag{2}$$

в которой спектральная плотность $S_p(\omega)$ описывается с помощью модели Ефимцова [16]:

$$S_p(\omega) = 2 \cdot \pi \cdot U_\tau^3 \cdot \rho^2 \cdot \delta \cdot \frac{\alpha \cdot \beta}{\left(1 + 8 \cdot \alpha^3 \cdot Sh^2\right)^{\frac{1}{3}} + \alpha \cdot \beta \cdot Re_\tau \left(\frac{Sh}{Re_\tau}\right)^{\frac{10}{3}}}. \tag{3}$$

Здесь $U_\tau = U_0 \cdot \left(\frac{C_f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}$ – динамическая скорость; $Sh = \frac{\omega \cdot \delta}{U_\tau}$ – число Струхала; $Re_\tau = \frac{U_\tau \cdot \delta}{\nu}$ –

число Рейнольдса; $\alpha = 0,01$; $\beta = \left(1 + \left(\frac{3000}{Re_\tau}\right)^3\right)^{\frac{1}{3}}$; $\tau_w = \frac{C_f \cdot \rho \cdot U_0^2}{2}$ – напряжение трения у стенки;

C_f – коэффициент поверхностного трения; ρ , ν , U_0 – плотность, кинематическая вязкость, скорость невозмущенного набегающего потока, соответственно.

Расчет и конструирование

Толщина турбулентного пограничного слоя определяется из интегрального уравнения Кармана [17]

$$\delta = 0,37 \cdot \frac{x_d}{Re^{\frac{1}{5}}}, \quad (4)$$

где x_d – координата центра давления, $Re = \frac{U_0 \cdot x_d}{\nu}$ – число Рейнольдса.

Пространственная корреляционная функция $R(\Delta x, \Delta y, \omega)$ задается согласно выражению Коркоса [18] и корректируется с помощью модели Ефимцова [16], которая из сравнения, представленного Грэхемом [19], является удовлетворительной:

$$R(\Delta x, \Delta y, \omega) = \exp\left(-\frac{C_x \cdot |\Delta x|}{d} - \frac{C_y \cdot |\Delta y|}{d}\right) \cdot \exp(-i \cdot k_c \cdot \Delta x), \quad (5)$$

где $\frac{1}{d} = k_c \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{8}{3k_c \delta}\right)^2}$; $k_c = \frac{\omega}{U_c}$ – волновое число пульсаций давления.

Фазовая скорость U_c определяется из соотношения

$$\frac{U_c}{U_\tau} = a_8 \cdot Sh^{\frac{1}{5}} \cdot \left[\frac{1 + (a_9 \cdot Sh)^2}{1 + (a_{10} \cdot Sh)^4} \right]^{\frac{1}{10}}, \quad (6)$$

а коэффициенты затухания пространственной корреляционной функции:

$$C_x(\omega) = \frac{1}{L_x(\omega)} \cdot \left(\frac{\omega^2}{U_c^2} + \frac{64}{9 \cdot \delta^2} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad C_y(\omega) = \frac{1}{L_y(\omega)} \cdot \left(\frac{\omega^2}{U_c^2} + \frac{64}{9 \cdot \delta^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

корректируются через масштабы корреляции в продольном и поперечном направлениях, соответственно:

$$L_x(\omega) = \delta \cdot \left[\left(\frac{a_1 \cdot Sh}{U_c / U_\tau} \right)^2 + \frac{a_2^2}{Sh^2 + (a_2 / a_3)^2} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (8)$$

$$L_y(\omega) = \begin{cases} \delta \cdot \left[\left(\frac{a_4 \cdot Sh}{U_c / U_\tau} \right)^2 + \frac{a_5^2}{Sh^2 + (a_5 / a_6)^2} \right]^{\frac{1}{2}}; & M_\infty < 0,75, \\ \delta \cdot \left[\left(\frac{a_4 \cdot Sh}{U_c / U_\tau} \right)^2 + a_7^2 \right]^{\frac{1}{2}}; & M_\infty > 0,9. \end{cases} \quad (9)$$

Масштабы корреляции в диапазоне $0,75 \leq M_\infty \leq 0,9$ определяются линейным интерполированием.

Коэффициенты затухания пространственной корреляционной функции по модели Ефимцова составили 0,59 и 2,16 в продольном и поперечном направлении набегающего потока, соответственно. Волновое число псевдозвуковых пульсаций давления в соответствии с моделью Ефимцова приведено на рис. 2, а.

Процесс воздействия акустических пульсаций давления продольно распространяющейся бегущей волны характеризуется пространственной корреляционной функцией [20]

$$R(\bar{x} | \bar{x}, \omega) = \exp\left(-\frac{C_x \cdot |\Delta x|}{d} - \frac{C_y \cdot |\Delta y|}{d}\right) \cdot \cos(k_x \cdot \Delta x) \cdot \cos(k_y \cdot \Delta y), \quad (10)$$

где $\frac{1}{d} = \sqrt{k_x^2 + k_y^2}$; $k_x = \frac{\omega}{U_x}$; $k_y = \frac{\omega}{U_y}$.

Необходимо учитывать, что

$$U_x = \frac{U_c}{\sin(\varphi)\cos(\chi)}, \quad U_y = \frac{U_c}{\sin(\varphi)\sin(\chi)}, \quad (11)$$

где U_c – скорость распространения бегущей волны, φ – угол между нормалью к поверхности и вектором скорости бегущей волны, χ – угол между проекцией вектора скорости на поверхность обтекания и продольной осью изделия. Коэффициенты затухания пространственной корреляционной функции задаются постоянными $C_x = 0,01$; $C_y = 0,01$.

Пространственная корреляционная функция для диффузного поля имеет вид [14]

$$R(\Delta r, \omega) = \frac{\sin(k_c \Delta r)}{k_c \Delta r}, \quad (12)$$

где Δr – расстояние между двумя коррелированными точками.

На рис. 2, б приведены спектры уровней пульсаций давления для псевдозвукового и акустического воздействий.

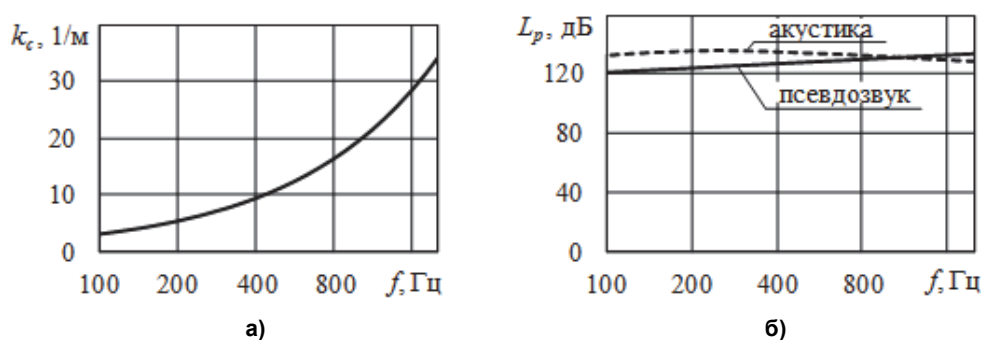


Рис. 2. Параметры исходных данных: а – волновое число псевдозвуковых пульсаций давления, б – спектры уровней пульсаций давления

Динамический процесс рассматривается с учетом набора собственных частот и форм колебаний, определенных как при симметричных, так и кососимметричных граничных условиях совместно.

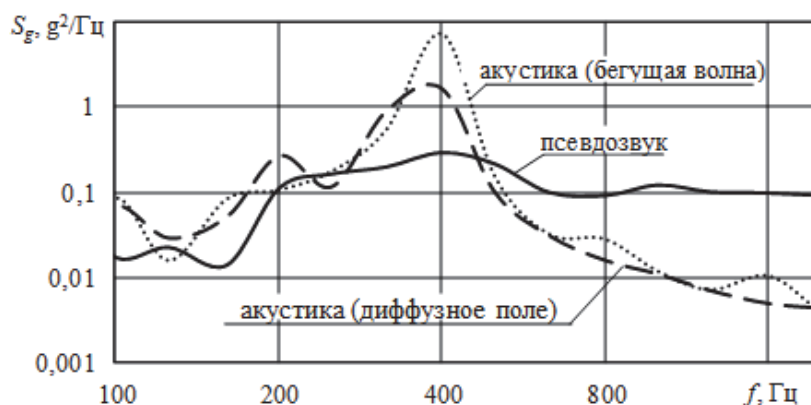


Рис. 3. Спектральная плотность виброускорений

На рис. 3 показаны расчетные значения спектральной плотности виброускорений в направлении, ортогональном обтекаемой поверхности, и осредненной для всех узлов модели углепластикового полотна. Отметим, что максимальное значение спектральной плотности виброускорений достигается в окрестности центральной частоты 400 Гц, в диапазоне граничных частот которой находится кольцевая частота полной конструкции. На рис. 4 хорошо заметно увеличение количество собственных форм в этой полосе.

Расчет и конструирование

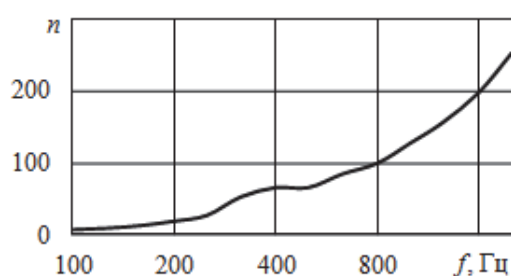


Рис. 4. Количество собственных форм в центральной полосе частот

Распределение спектральной плотности виброускорений по внешней поверхности оболочки, отображено на рис. 5, а при максимальном нагруженном состоянии (на частоте 400 Гц). Изменение спектральной плотности виброускорений по частоте максимально нагруженных зон приведено на рис. 5, б. В табл. 4 приведены координаты выбранных узлов и суммарный уровень виброускорений в единицах g для данных узлов и по всей поверхности обтекания (осредненный). Следует отметить, что акустические пульсации имеют большие масштабы корреляции по сравнению с псевдозвуковыми. Вследствие этого максимальные пики вибрационных нагрузок от акустических пульсаций наблюдаются в диапазонах средних частот, где формы колебаний имеют большую длину волны, соответствующую длине волны возбуждающей нагрузки. В высокочастотном диапазоне прослеживается снижение спектральной плотности виброускорений за счет отсутствия усиления колебаний нормальных форм высших порядков возбуждающей нагрузкой, имеющей крупные масштабы корреляции. Псевдозвуковые пульсации с малыми масштабами корреляции, наоборот, преимущественно оказывают воздействие на высоких диапазонах частот, где формы колебаний имеют малую длину волны, сопоставимую с длиной волны воздействия. Необходимо обратить внимание на то, что возбуждение форм колебаний наиболее интенсивно на 2-й части полотна, несмотря на то, что эта часть имеет более высокую жесткость и толщину по сравнению с 1-й частью полотна. Очевидно, что это связано с изменением размеров окружной кривизны.

Таблица 4

Суммарный уровень виброускорений (диапазон 100...2000 Гц)

Тип воздействия	№ узла	Координаты			$\Sigma \sigma_g, g$	Осреднение по всей поверхности
		r, м	θ , град	z, м		
Псевдозвуковые пульсации	1	1,497	73,3	1,775	19,7	16,0
	2	1,496	54,0	1,738	19,2	
	3	1,496	36,0	1,738	19,2	
	4	1,497	18,0	1,775	20,3	
	5	1,353	70,7	0,607	17,7	
	6	1,353	48,9	0,607	18,6	
	7	1,353	41,1	0,607	18,6	
	8	1,353	19,3	0,607	17,7	
Акустические пульсации (продольно бегущая волна)	1	1,494	70,7	1,665	63,1	28,4
	2	1,494	52,7	1,665	62,3	
	3	1,494	37,3	1,665	62,3	
	4	1,494	19,3	1,665	63,1	
	5	1,458	55,3	1,225	65,5	
	6	1,458	36,0	1,225	65,6	
Акустические пульсации (диффузное поле)	1	1,494	54,0	1,665	34,4	17,1
	2	1,494	36,0	1,665	34,4	

По результатам численного моделирования вибраций оболочки носовой части летательного аппарата установлено, что среднеквадратическое отклонение виброускорений в локальных зонах конструкции от воздействия псевдозвуковых пульсаций давления достигает 20g, а от акустических – 66g. Вследствие этого, наиболее опасным является акустическое воздействие при старте. Максимальные пики вибраций проявляются в окрестности центральной частоты 400 Гц, что соответствует данным летных испытаний изделий с носовыми частями подобных габаритов. Результаты численного моделирования представляют интерес в целях экспериментальной отработки конструкции летательного аппарата.

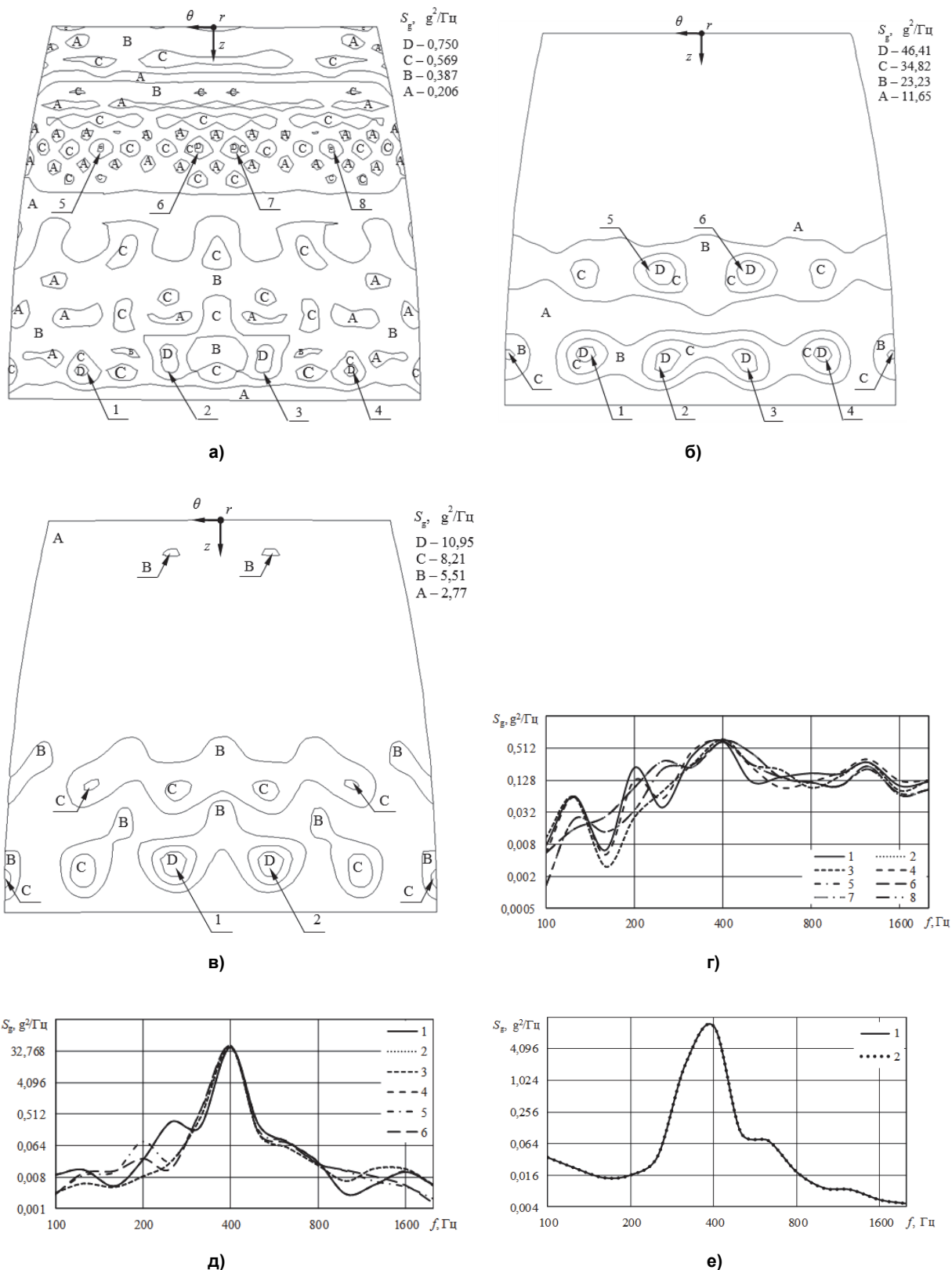


Рис. 5. Спектральная плотность виброускорений панели: а-в – распределение по поверхности обечайки, соответственно от аэродинамических, акустических пульсаций и диффузного поля; г-е – изменение по частоте в максимально нагруженных зонах, соответственно от аэродинамических, акустических пульсаций и диффузного поля

Расчет и конструирование

Таким образом, в основе расчета сформирован подход к численному моделированию вибрационных нагрузок от воздействия случайных полей давления при старте изделия и на участке траектории максимального скоростного напора. Этот подход, за счет использования моделей Коркоса и Ефимцова для описания характеристик случайного поля давления, позволяет избежать трудоемких расчетов газовой динамики по определению пульсаций давления. Но при этом пространственное частотное распределение корреляционной функции по узлам конечно-элементной модели представляется за счет ввода взаимных корреляционных матриц. При расчете амплитудно-частотной характеристики системы используется метод суперпозиции форм. Несмотря на то, что погрешность определения собственных частот и форм колебаний в высокочастотном диапазоне достаточна велика, в рассматриваемом подходе важна именно средняя плотность форм в полосе частот. Демпфирование конструкции, как правило, определяется экспериментально. Однако в рассматриваемой случае коэффициенты усиления колебаний приняты соответствующими максимальным уровням.

Литература

1. *Авиационная акустика. В 2 ч. Ч. 2: Шум в салонах пассажирских самолетов / под ред. А.Г. Мунина.* – М.: Машиностроение, 1986. – 264 с.
2. *Maestrello, L. Measurement and analysis of the response field of turbulent boundary layer excited panels / L. Maestrello // Sound and Vibration.* – 1965. – Vol. 2. – No. 3. – P. 270–292.
3. *Ефимцов, Б.М. Экспериментальное исследование колебаний и акустического излучения пластин в поле турбулентных пульсаций давления / Б.М. Ефимцов, С.Е. Шубин // Акуст. журн.* – 1977. – Т. 23, № 4. – С. 584–590.
4. *Ефимцов, Б.М. Экспериментальное исследование колебаний и акустического изучения пластин в поле турбулентных пульсаций давления при сверхзвуковых скоростях потока / Б.М. Ефимцов, Л.Я. Кудисова, А.А. Лебедев // Акуст. журн.* – 1984. – Т. 30, № 5. – С. 714–715.
5. *A model of wall pressure correlation for prediction of turbulence induced vibration / S. Finnveden, F. Birgersson, U. Ross, T. Kremer // Fluids and Structures.* – 2005. – No. 20. – P. 1127–1143.
6. *Ефимцов, Б.М. Колебания цилиндрической панели в поле турбулентных пульсаций давления / Б.М. Ефимцов // Акуст. журн.* – 1986. – Т. 32, № 4. – С. 536–538.
7. *Бувайло, Л.Е. Применение метода конечных элементов к исследованию виброакустических характеристик конструкций на высоких звуковых частотах / Л.Е. Бувайло // Акуст. журн.* – 1980. – Т. 26, № 4. – С. 502–507.
8. *Birgersson, F. A spectral super element for modelling of plate vibration. Part 1: General theory / F. Birgersson, S. Finnveden, C.-M. Nilsson // Sound and Vibration.* – 2005. – No. 287. – P. 297–314.
9. *Birgersson, F. A spectral super element for modelling of plate vibration. Part 2: Turbulence excitation / F. Birgersson, S. Finnveden // Sound and Vibration.* – 2005. – No. 287. – P. 315–328.
10. *Hambric, S.A. Vibrations of plates with clamped and free edges excited by low-speed turbulent boundary layer flow / S.A. Hambric, Y.F. Hwang, W.K. Bonness // Fluid and Structures.* – 2004. – No. 19. – P. 93–110.
11. *Voskoboinick, V.A. Correlation characteristics of a wall pressure fluctuation field in a turbulent boundary layer induced by a longitudinal flow along a flexible extended cylinder / V.A. Voskoboinick, V.T. Grinchenko, A.P. Makarenkov // Fluid Mechanics.* – 2003. – Vol. 30. – No. 6 – P. 644–650.
12. *Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пирсол; пер. с англ. В.Е. Привальского и А.И. Кочубинского; под ред. И.Н. Коваленко.* – М.: Мир, 1989. – 540 с.
13. *Венцель, Е.С. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Е.С. Венцель, Л.А. Овчаров.* – М.: Высш. шк., 2000. – 384 с.
14. *Newland, D.E. An Introduction to Random Vibration and Spectral Analysis / D.E. Newland.* – New York: Longman. – 1984.
15. *Парлет, Б. Симметричная проблема собственных значений. Численные методы / Б. Парлет; пер. с англ. Х.Д. Икрамова, Ю.А. Кузнецова.* – М.: Мир, 1983. – 382 с.
16. *Ефимцов, Б.М. Характеристики поля пристеночных пульсаций давления при больших числах Рейнольдса / Б.М. Ефимцов // Акуст. журн.* – 1981. – № 4. – С. 491–497.
17. *Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг.* – М.: Наука, 1969. – 742 с.
18. *Corcos, G.M. Resolution of pressure in turbulence / G.M. Corcos // JASA.* – 1963. – Vol. 35. – No. 2. – P. 192–199.

19. Graham, W.R. *A comparison of models for the wavenumber-frequency spectrum of turbulent boundary layer pressures* / W.R. Graham // *Sound and Vibration*. – 1997. – No. 206. – P. 541–565.

20. *A review of the Acoustic and Aerodynamic Loads and the Vibration Response of the Space Shuttle Orbiter Vehicle – STS-1 Dynamics Verification Assessment* / D.C. Rennison, A.G. Piersol, J.F. Wilby, E.G. Wilby // *BBN, Report 4438 for NASA, Jet Propulsion Laboratory*. – 1980.

Самойлов Максим Александрович. Аспирант кафедры «Летательные аппараты и автоматические установки», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск), maksik_s-v@mail.ru.

Поступила в редакцию 23 июня 2015 г.

DOI: 10.14529/engin150404

NUMERICAL SIMULATION PANEL VIBRATIONS OF AIRCRAFT WHEN THE EFFECT OF ACOUSTIC PRESSURE OSCILLATIONS

M.A. Samoylov, maksik_s-v@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Investigation vibration characteristics of thin-walled shell when excitation of random pressure fields defined of wall pressure fluctuations in a turbulent boundary layer at flow regime of maximum dynamic pressure and fluctuations induced by the noise of a jet engine at the start. Is assumed that the noise from the jet engine is described a longitudinal acoustic wave propagating along the product's enclosure and diffuse acoustic field, in particular emerging as a result reflection of acoustic waves from the launch facility. As a thin-walled structure is considered streamlined panel fairing products made of a composite materials. In structure of the panel, except shell, included reinforcing circumferential ribs with two frames. The mathematical model presented for described external effects and algorithms for determining of a random vibration characteristics when exposed to fields random pressure. The calculation of the frequency response of the system is produced by the superposition of forms. The spatial correlation function of wall pressure fluctuations in turbulent boundary layer is determined according to the expression Corcos, in which the coefficients the damping of the spatial correlation function are corrected according to the model Efimtsov. The spectral density of wall pressure fluctuations in the turbulent boundary layer is determined according to the model Efimtsov. The levels sound of acoustic pressure caused by the noise of a jet engine at the start is determined by calculating of gas dynamics, and are given as the initial data. It shows the spectral characteristics of the vibration acceleration thin-walled structure depending on the frequency and distribution of the surface of the structure in a neighborhood of the central frequency at which there is maximum loading. It is assumed that the calculated levels of loads will be used as loading conditions during experimental testing of parts.

Keywords: thin-walled shell, acoustic pulsations aerodynamic pulsations, vibration, power spectral density.

References

1. Munin A.G. (Ed.) *Aviatsionnaya akustika. Ch. 2. Shum v salonakh passazhirskikh samoletov* [Aviation Acoustics. Part 2: Noise in Salons of Passenger Planes]. Moscow, Mechanical engineering, 1986. 264 p.

2. Maestrello L. Measurement and Analysis of the Response Field of Turbulent Boundary Layer Excited Panels. *Sound and Vibration*, 1965, vol. 2, no. 3, pp. 270–292. DOI: 10.1016/0022-460X(65)90113-6

3. Efimtsov B.M., Shubin S.E. [Experimental Investigation of Fluctuations and Acoustic Radiation of Plates in the Field of Turbulent of Pressure Oscillations]. *Soviet Physics – Acoustics*, 1977, vol. 23, no. 4, pp. 584–590. (in Russ.)

4. Efimtsov B.M., Kudisova L.Y., Lebedev A.A. [Experimental Investigation of Fluctuations and

Расчет и конструирование

Acoustic Radiation of Plates in the Field of Turbulent Pulsations of Pressure at Supersonic Speeds of a Stream]. *Soviet Physics – Acoustics*, 1984, vol. 30, no. 5, pp. 714–715. (in Russ.)

5. Finnveden S., Birgersson F., Ross U., Kremer T. A Model of Wall Pressure Correlation for Prediction of Turbulence-Induced Vibration. *Fluids and Structures*, 2005, no. 20, pp. 1127–1143. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2005.05.012

6. Efimtsov B.M. [Vibration of the Cylindrical Panel in the Field of Turbulent Pulsations of Pressure]. *Soviet Physics – Acoustics*, 1986, vol. 32, no. 4, pp. 536–538. (in Russ.)

7. Buvailo L.E. [Application of a Method of Finite Elements for Investigation of Characteristics Vibroacoustics Structures on High Sound Frequencies]. *Soviet Physics – Acoustics*, 1980, vol. 26, no. 4, pp. 502–507. (in Russ.)

8. Birgersson F., Finnveden S., Nilsson C.-M. A Spectral Super Element for Modelling of Plate Vibration. Part 1: General Theory. *Sound and Vibration*, 2005, no. 287, pp. 297–314. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.11.012

9. Birgersson F., Finnveden S. A Spectral Super element for Modelling of Plate vibration. Part 2: Turbulence Excitation. *Sound and Vibration*, 2005, no. 287, pp. 315–328. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.11.011

10. Hambric S.A., Hwang Y.F., Bonness W.K. Vibrations of Plates with Clamped and Free Edges Excited by Low-Speed Turbulent Boundary Layer Flow. *Fluid and Structures*, 2004, no. 19, pp. 93–110. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2003.09.002

11. Voskoboinick V.A., Grinchenko V.T., Makarenkov A.P. Correlation Characteristics of a Wall Pressure Fluctuation Field in a Turbulent Boundary Layer Induced by a Longitudinal Flow Along a Flexible Extended Cylinder. *Fluid Mechanics*, 2003, vol. 30, no. 6, pp. 644–650.

12. Bendat J.S., Piersol A.G. Random Data. Analysis and Measurement Procedures. New York, John Wiley & Sons, 1986. 500 p. (Russ. ed.: Bendat J.S., Piersol A.G. *Prikladnoi analiz sluchainykh dannykh* [The Applied Analysis of a Random Data]. Moscow, Mir, 1989. 540 p.

13. Vencel E.S., Ovcharov L.A. *Teoriya sluchaynykh protsessov i ee inzhenernye prilozheniya* [The Theory of Random Processes and its Engineering Applications]. Moscow, High School, 2000. 384 p.

14. Newland D.E. An Introduction to Random Vibration and Spectral Analysis. New York, Longman, 1984.

15. Parlet B. *Simmetrichnaya problema sobstvennykh znacheniy. Chislennyye metody* [Symmetric Problem of Natural Values. Numerical Methods], russian translation: Kh.D. Ikramova, U.A. Kuznetsova. Moscow, Mir, 1983. 382 p.

16. Efimtsov B.M. [Characteristics of the Field of Turbulent Wall Pressure Fluctuations at Large Reynolds Numbers]. *Soviet Physics – Acoustics*, 1981, no. 4, pp. 491–497. (in Russ.)

17. Shlihting G. *Teoriya pogrannichnogo sloya* [The Theory of Boundary Layer]. Moscow, Science, 1969. 742 p.

18. Corcos G.M. Resolution of Pressure in Turbulence. *JASA*, 1963, vol. 35, no. 2, pp. 192–199. DOI: <http://dx.doi.org/10.1121/1.1918431>

19. Graham W.R. A Comparison of Models for the Wavenumber-Frequency Spectrum of Turbulent Boundary Layer Pressures. *Sound and Vibration*, 1997, no. 206, pp. 541–565. DOI: 10.1006/jsvi.1997.1114

20. Rennison D.C., Piersol A.G., Wilby J.F., Wilby E.G. A Review of the Acoustic and Aerodynamic Loads and the Vibration Response of the Space Shuttle Orbiter Vehicle – STS-1 Dynamics Verification Assessment. *BBN*, Report 4438 for NASA, Jet Propulsion Laboratory, 1980.

Received 23 June 2015

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Самойлов, М.А. Численное моделирование вибраций панели летательного аппарата при воздействии акустических пульсаций давления / М.А. Самойлов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2015. – Т. 15, № 4. – С. 31–40. DOI: 10.14529/engin150404

FOR CITATION

Samoylov M.A. Numerical Simulation Panel Vibrations of Aircraft When the Effect of Acoustic Pressure Oscillations. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2015, vol. 15, no. 4, pp. 31–40. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin150404