

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ КОМПОЗИТНОГО СОЕДИНЕНИЯ

© 2019 г. С. В. Дубинский^а, *, Ф. С. Севастьянов^а, А. Ю. Голубев^а, С. Л. Денисов^а,
В. М. Костенко^а, И. А. Жаренов^а

^аФГУП “Центральный аэрогидродинамический институт имени профессора Н.Е. Жуковского”, Жуковский, Россия

*e-mail: dubinsky@tsagi.ru

Поступила в редакцию 08.02.2019 г.

После доработки 18.03.2019 г.

Принята к публикации 20.03.2019 г.

В работе проводится исследование отклика образца из полимерного композиционного материала (ПКМ) на широкополосное акустическое нагружение. Для описания частотной и пространственной структуры воздействующего звукового поля использовалась модель полностью коррелированного по поверхности образца поля с равномерной частотной спектральной плотностью. С помощью метода конечных элементов (МКЭ) проведено моделирование отклика рассматриваемого соединения в полосе частот 50–1550 Гц при различных суммарных уровнях звукового давления. Для валидации конечно-элементной модели был проведен ряд экспериментов на вибростенде, в которых вибрационное воздействие моделировало акустическое нагружение. Полученные данные использовались в качестве исходных для интегрирования уравнений движения. Результаты расчета среднеквадратичных деформаций в зоне максимальных напряжений показали хорошую сходимость с результатами экспериментов. Для образцов, содержащих смоделированные дефекты, были рассчитаны резонансные частоты и параметры динамического отклика. Сравнение этих результатов с экспериментальными данными, характеризующими изменение резонансной частоты в зависимости от размера дефекта, позволило уточнить применяемый критерий разрушения и адаптировать конечно-элементную модель для анализа живучести композитного соединения.

Ключевые слова: виброакустическое воздействие, динамический отклик, полимерный композиционный материал (ПКМ), метод конечных элементов (МКЭ), дефект

DOI: 10.1134/S032079191904004X

ВВЕДЕНИЕ

Задача исследования динамического отклика упругих конструкций на акустическую нагрузку привлекает внимание исследователей с начала 60-х годов прошлого века. Одним из основных факторов, обуславливающих повышенный интерес к этой проблеме, является практическая важность обеспечения прочности конструкции планера самолета, подвергающейся интенсивному акустическому воздействию со стороны авиационных силовых установок [1]. В 60–70-е годы прошлого века было выполнено значительное число экспериментальных и теоретических исследований, посвященных изучению свойств различных материалов и созданных на их основе конструкций, подвергающихся акустическому или вибрационному нагружению различной природы. Результатом этих исследований стала разработка отраслевых справочников и руководств

[2, 3], которые сейчас активно используются в авиационной промышленности.

Однако разработчики данных справочников и руководств опирались в основном на экспериментальные данные, что было обусловлено как небольшим набором моделей теории упругости, допускающих аналитическое решение, так и сложностью задачи, особенно при акустическом воздействии с широким спектром [4]. Таким образом, полученный материал носил полуэмпирический характер, что с одной стороны давало возможность разрабатывать новые конструкции, а с другой не позволяло расширить понимание взаимодействия упругих конструкций с акустическими полями различной природы, что в свою очередь является особенно важным при использовании новых материалов, исследование которых ранее не проводилось.

В последнее время все большую роль в различных отраслях промышленности начинают играть

полимерные композиционные материалы (ПКМ). Такие материалы нашли свое применение и в авиации, — например, планер самолета МС-21 на 31% состоит из ПКМ [5]. Поскольку упругие характеристики таких материалов демонстрируют существенную зависимость от их внутренней структуры, а имеющийся набор экспериментальных данных, отражающих отклик ПКМ при акустическом или виброакустическом воздействии сравнительно невелик, то применение разработанных ранее методик, основанных на использовании неаутентичных исходных данных, нельзя признать достаточно надежным.

Для моделирования упругого поведения композитных и многослойных материалов в последнее время активно используются различные численные методы, причем наибольшее приращение нашел метод конечных элементов (МКЭ). Существует несколько различных коммерческих пакетов программ, реализующих МКЭ, таких как: ANSYS [6], NASTRAN [7], ABAQUS [8]. Применение МКЭ позволяет значительно расширить геометрию и свойства изучаемых элементов конструкции, актуальных в задачах акустической прочности. МКЭ также допускает обобщение на случай воздействия случайной нагрузки, что позволяет использовать его для анализа задач отклика конструкций, подвергающихся акустическому нагружению с широким спектром.

Общепринятым подходом к сертификации новых конструкций и материалов при отсутствии опыта их испытаний и эксплуатации является подход Building Block [9] или “Пирамида расчетно-экспериментальных исследований”. Он заключается в последовательной проверке предлагаемых конструктивно-технологических решений на образцах различного уровня сложности с внесением корректировок в расчетные модели, используемые для оценки характеристик конструкции. Построение и первичная отладка этих моделей производится на достаточно простых, но, вместе с тем, представительных образцах конструкций, геометрия которых позволяет масштабировать локальное распределение нагрузок и воспроизводить превалирующий путь разрушения. Глобальная валидация модели и подтверждение прочности выполняется на натуральных элементах.

Превалирующая мода колебаний, которая реализуется в классическом клеточном силовом наборе оперения, крыла и фюзеляжа при акустическом воздействии, может быть схематично представлена как основная мода вынужденных колебаний прямоугольной пластины, ограниченной элементами силового набора клетки. Экспериментальное моделирование подобного поведения на нижнем уровне осуществляется на образцах типа “обшивки-стрингер” или “Т-образцах”.

Вибрационная нагрузка передается вдоль оси стрингера, возбуждая в обшивке колебания со свободными границами, что дает возможность реализовать достаточно высокий уровень деформаций, необходимый для достижения предельных режимов, сопровождающихся возникновением и распространением дефектов от акустических нагрузок.

В качестве примера использования этого подхода можно привести работу [10], в которой, основываясь на аналитических моделях, разработанных в [11, 12], была предложена двухуровневая методология обоснования характеристик акустической усталости применительно к элементам конструкции, выполненным из ПКМ и GLARE. На нижнем уровне по результатам испытаний Т-образцов строились кривые выносливости, а на верхнем — характеристики полномасштабной конструкции проверялись в канале бегущей волны. Соответствующая программа была реализована в работах [13, 14].

Благодаря появлению систематизированных справочных данных по кривым выносливости для типовых композитных соединений “обшивка-стрингер” в базе ESDU [15], данный подход стал широко применяться для расчетной оценки долговечности различных подкрепленных элементов конструкции планера самолета, подверженных акустическому воздействию от двигателя самолета, в том числе для панелей крыла [16], закрылка [17] и элерона [18]. Таким образом, Т-образец является одним из основных объектов исследований в задачах обеспечения прочности ПКМ, подвергающихся воздействию акустических нагрузок.

Необходимо отметить, что число работ, посвященных исследованию совместного виброакустического и упругого отклика конструкций из ПКМ, в открытой печати сравнительно невелико, причем это относится как к зарубежным, так и к отечественным изданиям, хотя акустические свойства конструкций из ПКМ исследуются достаточно активно (см, например, работу [19]). В то же время, данная задача заслуживает серьезного внимания, поскольку полученные по данной тематике результаты будут в дальнейшем востребованы авиационной наукой и промышленностью.

Итак, следуя сложившейся практике и опираясь на международный опыт, в данной работе проводится исследование отклика Т-образца на широкополосное акустическое нагружение. Целью являлось экспериментальное исследование поведения Т-образца в условиях случайного виброакустического нагружения, имитирующего акустическое воздействие шума силовой установки воздушного судна. С помощью МКЭ была построена конечно-элементная модель исследуемого образца и разработан метод расчета межслойных на-

пряжений и относительных деформаций, – величин, играющих важную роль в задачах акустической прочности. Сравнение результатов расчетов и экспериментальных данных продемонстрировало хорошее совпадение, что позволяет сделать вывод об успешной валидации.

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ И СООТНОШЕНИЯ

Рассмотрим основные соотношения, связывающие упругие колебания конструкции со звуковым полем. Отклик упругих конструкций, подвергающихся акустическому нагружению, существенно зависит как от спектра акустической нагрузки, так и от ее распределения по поверхности конструкций. Причем в наиболее общем случае целесообразно рассматривать акустическое воздействие с широким спектром, поскольку случай тонального нагружения является частным случаем широкополосного.

В случае линейного отклика, при пренебрежении переизлучением звука конструкцией, общее выражение для расчета спектральной плотности перемещений $S_r(\omega, \mathbf{x}, \mathbf{y})$ для произвольной упругой конструкции было получено в работе [4] и имеет вид:

$$S_r(\omega, \mathbf{x}, \mathbf{y}) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{w_n(\mathbf{x})w_m(\mathbf{y})}{H(\omega, \Omega_n)H^*(\omega, \Omega_m)} J_{nm}^2(\omega),$$

$$J_{nm}^2(\omega) = \frac{S(\omega)}{M_n M_m \|w_n\|^2 \|w_m\|^2} \times$$

$$\times \iiint_{D \times D} G(\omega, \xi, \eta) w_n(\xi) w_m(\eta) d\xi d\eta,$$

$$H(\omega, \Omega_n) = (\omega^2 - i\beta_n \omega \Omega_n - \Omega_n^2),$$
(1)

где ω – частота внешнего звукового поля, Ω_n – n -я собственная частота колебаний конструкции, $w_n(\mathbf{x})$ – n -я собственная форма колебаний конструкции, $\|w_n\|$ – норма собственной формы колебаний конструкции, M_n – обобщенная масса конструкции, β_n – постоянная, описывающая диссипацию энергии, $S(\omega)$ – спектр мощности действующего звукового поля и $G(\omega, \xi, \eta)$ – функция взаимной спектральной плотности. Интегрирование в (1) проводится по всей поверхности конструкции D , подвергающейся акустическому воздействию. Спектр мощности в (1) описывает распределение звуковой энергии по спектру и зависит только от частоты действующего звукового поля, а функция взаимной спектральной плотности описывает пространственное распределение звукового поля по поверхности конструкции. Величина $J_{nm}^2(\omega)$ есть спектральная плотность обобщенных сил и определяет эффективность преобразования

акустической энергии в энергию колебаний конструкции [20, 21].

Выражение (1) допускает непосредственное обобщение на случай расчета спектральной плотности среднеквадратичных напряжений [22, 23]:

$$S_{RMS}(\omega, \mathbf{x}, \mathbf{y}) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{Q_n(\mathbf{x})Q_m(\mathbf{y})}{H(\omega, \Omega_n)H^*(\omega, \Omega_m)} J_{nm}^2(\omega), \quad (2)$$

где $Q_n(\mathbf{x})$ – дифференциальный оператор, действующий на функции собственных форм колебаний конструкции и зависящий от типа модели, описывающей поведение упругой конструкции (для ортотропной пластины в приближении Кирхгофа вывод соотношения (2) и вид дифференциальных операторов L можно найти в работе [24]). Анализ выражений (1) и (2) показывает, что в общем случае отклик конструкции зависит от собственных форм и собственных частот колебаний конструкции, а также от спектральных характеристик действующей акустической нагрузки.

В общем случае расчет отклика конструкции с помощью выражений (1) и (2) сопряжен со значительными вычислительными проблемами, поскольку помимо проведения модального анализа необходимо проводить вычисление спектральной плотности обобщенных сил, которая существенно зависит от точности определения собственных форм колебаний и вида функции взаимной спектральной плотности.

Функция взаимной спектральной плотности, описывающая распределение звукового поля по поверхности конструкции, определяется типом звукового поля, его статистическими или детерминированными характеристиками. Наиболее часто употребляемыми являются модели диффузного поля [25], полностью коррелированного поля [23] и различные модели, описывающие поле пульсаций давления в пограничном слое [25–27]. Поскольку в данной работе проводится изучение Т-образов, максимальный размер которых (180 мм) соответствует длине звуковой волны на частоте ~2 кГц, а исследуемый частотный диапазон не превышает 1.5 кГц, то наиболее подходящей моделью для описания функции взаимной спектральной плотности, является модель полностью коррелированного по поверхности образца звукового поля, т.е. $G(\omega, \xi, \eta) = 1$.

Анализ расчетов и результатов экспериментальных исследований показывает, что при произвольном акустическом воздействии и отсутствии в спектре акустической нагрузки ярко выраженных тональных составляющих, частота которых совпадает с какой-либо частотой собственных колебаний конструкции, наибольший вклад в отклик вносят колебания, соответствующие низшим формам (обычно не старше третьей) колебаний конструкции. Более того, для модели

Таблица 1. Укладка слоев в Т-образце

Элемент	Укладка
Обшивка	$(0^{0^\circ}, \pm 45^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, 90^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, \pm 45^{0^\circ})$
Стрингер	$(0^{0^\circ}, \pm 45^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, 90^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, 0^{0^\circ}, \pm 45^{0^\circ})$

полностью коррелированного поля возбуждение высших форм колебаний конструкции происходит с низкой эффективностью [23, 29]. Поэтому для дальнейшего анализа будет использоваться одночастотное приближение.

Поскольку проведение экспериментальных исследований Т-образцов с помощью непосредственного акустического воздействия является достаточно сложной задачей, в данной работе для моделирования акустического нагружения используется вибростенд, на котором закрепляется исследуемый образец. Возможность использования вибростенда для моделирования акустической нагрузки впервые была рассмотрена в работе [30], где было показано, что зарегистрированный микрофонами акустический сигнал, передаваемый на вибростенд, в рассматриваемом диапазоне частот приводит к отклику конструкции, близкому к отклику, зарегистрированному при воздействии на такую же конструкцию акустической нагрузки.

Таким образом, используя описанные выше предположения, рассматриваемая задача расчета динамического отклика Т-образца на акустическое нагружение сводится к задаче отклика на вибрационное нагружение, осуществляемое с помощью вибростенда; а определение собственных форм и собственных частот колебаний образца целесообразно выполнить с помощью метода конечных элементов, что позволит с высокой степенью точности изучить и проанализировать поведение ПКМ.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ

Конечно-элементное моделирование процесса вибрационного нагружения Т-образца выполнялось с помощью гексагональных объемных 8-ми узловых элементов, использовавшихся с целью более точного вычисления сдвиговых и изгибных деформаций. Для исследуемого образца конечно-элементная модель состояла из 4352 элементов (8258 узлов).

При моделировании укладки композитного слоя использовался метод, позволяющий при дискретизации в один конечный элемент по толщине воспроизводить многослойное армирование и задавать для каждого монослоя индивидуальные параметры (ориентацию волокон, толщину, количество точек интегрирования). Принималось, что образец имеет постоянную толщину, все за-

крепления и связи между слоями ПКМ абсолютно жесткие, межслоевая прочность не учитывалась. Модуль упругости в монослоях при растяжении и сжатии принимался одинаковым.

Для определения собственных форм и частот колебаний конечно-элементной модели на первом этапе выполнялся модальный анализ, для которого использовались прямой блочный метод Ланцоша [30, 31] и метод итераций в подпространстве [30, 31], которые продемонстрировали одинаковые результаты. Модальный анализ проводился в диапазоне частот, который был выбран, исходя из ограничений по рабочим режимам вибростенда. Коэффициент демпфирования вычислялся с помощью соотношения:

$$\beta_n = \frac{1}{\sqrt{1 + (2\pi/\delta)^2}}, \quad (3)$$

где δ – логарифмический декремент затухания, который определялся экспериментально путем замера амплитуды свободных затухающих колебаний от полусинусоидального импульса длительностью $\sim 2\text{--}5$ мс по формуле:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{A_0}{A_n} \right), \quad (4)$$

где A_0 – амплитуда колебаний в произвольный момент времени t , A_n – амплитуда через n циклов колебаний в момент $(t + n \cdot T)$, где T – период колебаний.

Полученные собственные формы и частоты колебаний использовались для расчета динамического отклика Т-образца посредством определения поля среднеквадратичных значений относительных деформаций. Вибрационное воздействие в каждом узле конечно-элементной модели задавалось с помощью функции спектральной плотности ускорений. При этом принималось, что нагружение является стационарным, эргодическим и полностью коррелированным по поверхности образца. В результате расчета определялись ускорения и перемещения узлов модели, что при известной матрице жесткости для каждого элемента позволяло послойно рассчитать напряжения и относительные деформации.

ИССЛЕДУЕМЫЙ ОБРАЗЕЦ

В качестве объекта исследований были взяты однострингерные углепластиковые панели (рис. 1), обшивка и стрингер которых состоят из 9 слоев препрега HexPly на основе углеродного (M21/34%/UD194/IMA верхний индекс “с”) и стеклянного (M21/45%/120 верхний индекс “g”) волокна (табл. 1). Жгут в корне ребра выполнен из углеродной M21/34%/UD194/IMA. Механические свойства монослоя для этих материалов приведены в табл. 2.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Для экспериментального изучения поведения композитного Т-образца в условиях вибрационного нагружения был собран специальный стенд с системой компьютерного управления, обеспечивающей задание возбуждающего воздействия требуемой формы и измерение параметров отклика. Образец жестко закреплялся на вибростоле с помощью фиксатора. На образце было установлено два акселерометра и четыре тензодатчика (схема их установки на образце приведена на рис. 5в), еще один акселерометр располагался непосредственно на вибростоле, рис. 2.

Процедуры генерации сигналов и обработки данных были реализованы с использованием функций библиотеки Advanced Analysis коммерческого пакета LabWindows/CVI фирмы National Instruments [32]. Сигнал формировался с помощью цифроаналогового преобразователя в виде последовательности блоков дискретных значений. Массив данных для каждого блока получался путем программной генерации выборки псевдослучайных чисел с нормальным законом распределения и последующей цифровой фильтрации. Результатом являлся случайный сигнал с равномерной спектральной плотностью в заданной полосе частот.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДАЛЬНОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Расчет показал, что в рассматриваемом диапазоне частот (50–1550 Гц) располагаются первые шесть мод, но, поскольку образец нагружается симметрично относительно оси стрингера, приложенное воздействие не вызывает значительных колебаний по асимметричным модам. На рис. 3 показана первая и единственная в выбранном диапазоне частот симметричная относительно оси стрингера форма колебаний – изгибная форма на 2-й собственной частоте 300 Гц.

Для проверки формы первой симметричной резонансной моды через портативный стробоскоп Testo 477 была проведена видеосъемка образца, совершающего синусоидальные колебания с частотой около 300 Гц при амплитуде задающего воздействия 5g. Анализ показал, что форма первой симметричной резонансной моды, определенная экспериментально, соответствует

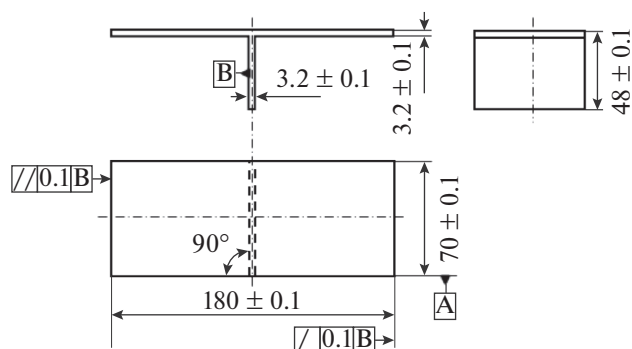


Рис. 1. Эскиз Т-образца.

форме 2-ой собственной частоты, полученной с помощью конечно-элементного расчета.

На основе расчетной оценки деформированного состояния для превалирующей формы колебаний были уточнены места расположения тензодатчиков на Т-образце. Наибольшие деформации в образце возникают на его нижней поверхности – в зоне радиусного перехода стрингера в обшивку (рис. 4а), однако в этой зоне технически затруднительно провести установку тензодатчиков, поэтому была выбрана симметричная ей зона наибольших деформаций на верхней поверхности (рис. 4б). Влияние геометрии и массы датчиков на жесткостные и инерционные характеристики образца учитывалось в конечно-элементном расчете. Тензодатчики моделировались в виде тонкой пластины прямоугольной формы из одного оболочечного элемента, приклеенной к Т-образцу, на которую передаются поверхностные деформации образца. Акселерометры моделировались в виде объемного цилиндрического тела с заданной плотностью и жесткостью (рис. 4в).

Эмпирическое значение первой симметричной резонансной частоты определялось в условиях возбуждения колебаний синусоидальным сигналом постоянного уровня при постепенном увеличении частоты в заданном диапазоне. Осуществлялся непрерывный контроль сигналов возбуждения и отклика, поступающих от акселерометров, установленных на столе вибростенда и на образце. За значение резонансной частоты принималась частота максимального ускорения в спектре сигнала с датчика, установленного в кон-

Таблица 2. Механические свойства монослоя материала

	E_{11} , ГПа	E_{22} , ГПа	ν_{12}	G_{12} , ГПа	Плотность, кг/м ³
M21/34%/UD194/IMA	162.0	9.3	0.33	5.4	1580
M21/45%/120	28.6	8.7	0.33	3.1	1770

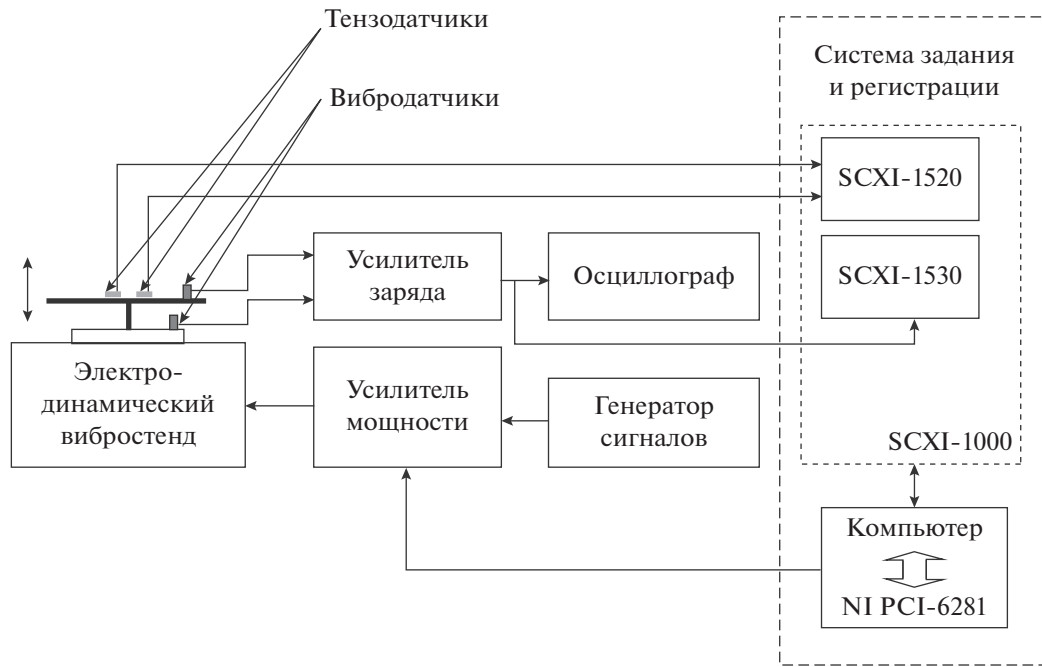


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда.

трольной точке, рассчитываемого с помощью преобразования Фурье. В табл. 3 приведено сравнение значений первой симметричной резонансной частоты, полученных в расчете и в эксперименте.

Исследование динамического отклика образца проводилось в условиях широкополосного случайного нагружения в диапазоне частот 50–1550 Гц при уровнях среднеквадратичных ускорений 4g, 6g, 8g, 12g. В эксперименте уровень нагрузки контролировался по показаниям акселерометра, установленного на вибростенде, длительность воздействия на каждом уровне составляла не менее 20 с. На рис. 5а, б приведены соответственно спектральные плотности заданного и измеренного сигналов.

Значения резонансной частоты, спектры и уровни сигналов с измерительных датчиков фиксировались в процессе испытаний с интервалом

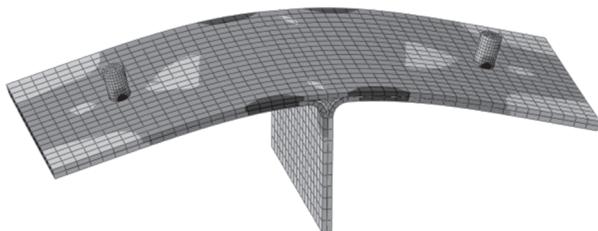


Рис. 3. Первая симметричная форма собственных колебаний стрингерной панели в рассматриваемом диапазоне частот.

20–30 с. Сравнение результатов расчета среднеквадратичных значений ускорений и деформаций на поверхности Т-образца с измеренными значениями приведено на рисунках 6–7 и в табл. 4.

Основную изгибно-сдвиговую нагрузку при реализованной форме колебаний принимают на себя слои, имеющие ориентацию волокон 90° относительно оси стрингера, то есть слои № 5 и 14 (см. схему укладки в табл. 1). При колебаниях на резонансной частоте в них возникают максимальные напряжения.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ЖИВУЧЕСТЬ СОЕДИНЕНИЯ “ОБШИВКА-СТРИНГЕР” В УСЛОВИЯХ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Критерий разрушения

Экспериментальное исследование долговечности и живучести Т-образцов проводилось на первой симметричной резонансной частоте при воздействии узкополосного случайного сигнала с шириной полосы 30 Гц. При испытаниях поддерживался заданный среднеквадратичный уровень деформаций, который контролировался по показаниям тензодатчиков.

За критерий разрушения принималось снижение резонансной частоты на 2–3%, что согласуется как с зарубежными подходами [13], так и с отечественной практикой [33]. Как показал эксперимент, такая величина снижения частоты в ПКМ позволяет определить изменения жесткости

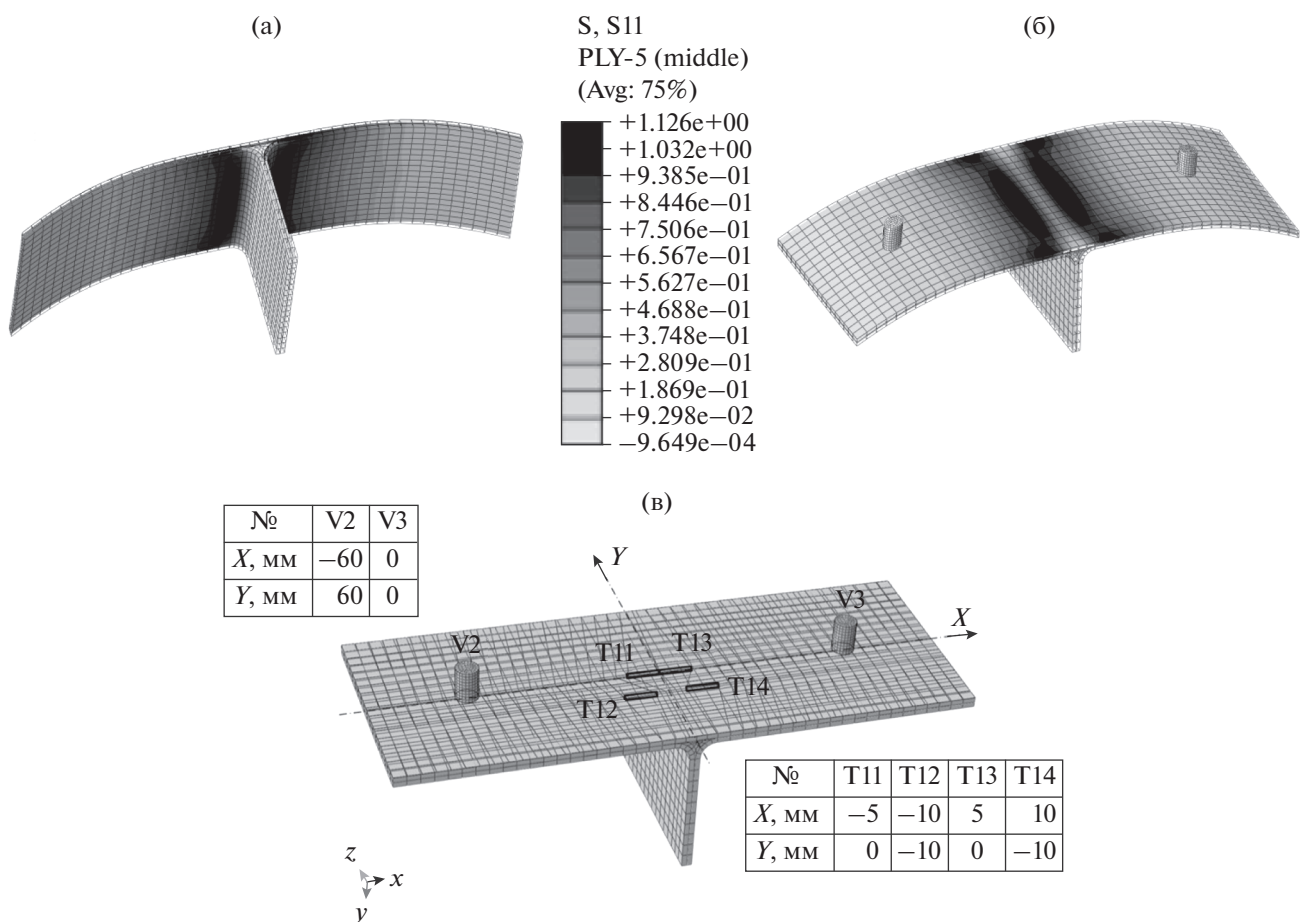


Рис. 4. Оценка деформаций на первой симметричной резонансной частоте и выбор зоны установки датчиков: (а) деформации на нижней поверхности, (б) деформации на верхней поверхности, (в) зоны установки акселерометров (V1, V2) и тензодатчиков (T11–T14).

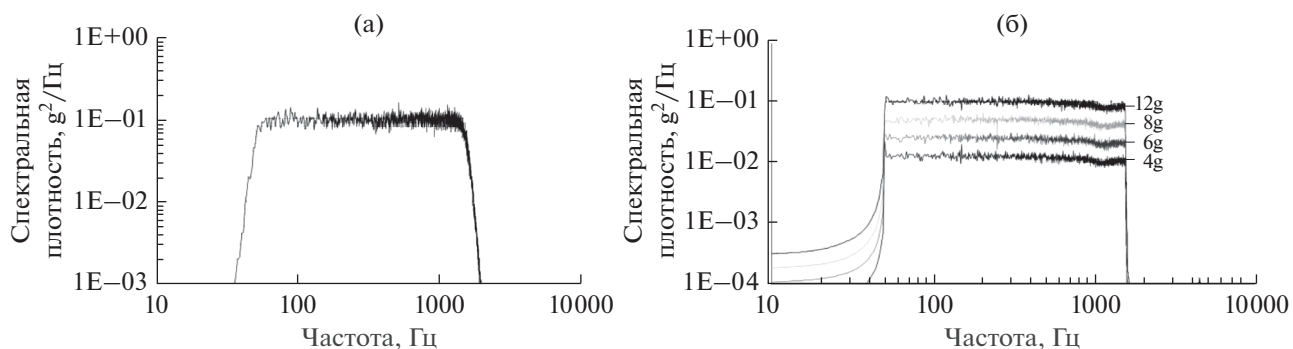


Рис. 5. Спектральная плотность широкополосного вибрационного воздействия: (а) сигнал задания при уровне 12g, (б) сигнал, измеренный на вибростоле.

упругой системы вследствие появления внутренних микроразрушений. При таком снижении резонансной частоты относительная площадь поперечного сечения образца, занятого усталостной трещиной, составляет от 10 до 20%. При дальнейшем снижении частоты на 10–15%, как правило,

происходит разрушение образца. При падении резонансной частоты до выбранного уровня образцы подвергались стандартной процедуре ультразвукового контроля (УЗК), представляющей собой одноосное акустическое сканирование (А-скан). После этого испытания продолжались

Таблица 3. Значения первой резонансной частоты

Параметр	Эксперимент	Расчет
2-я собственная/первая резонансная частота f_R , Гц	296	300

вплоть до появления визуально обнаруживаемых дефектов, сопровождаясь периодическим неразрушающим контролем.

Сводка по результатам испытаний пяти образцов представлена в табл. 5. Из приведенных в ней данных следует, что для исследуемого соединения проявляется отчетливая зависимость между количеством циклов до разрушения (усталостные разрушения) и уровнем базовой вибрационной нагрузки. В дальнейшем по результатам выполнения намеченной программы изучения усталостных характеристик Т-образца, включающей нескольких десятков испытаний при разных уровнях нагружения, планируется построить кривые выносливости этой зоны.

Форма разрушения

Как показал эксперимент, используемый метод УЗК не позволяет обнаружить какие-либо признаки повреждений при срабатывании выбранного критерия. Это связано с тем, что разрушение в образце зарождается в зоне радиусного перехода соединения, где возможностей А-скана, рассчитанного на исследование регулярных зон конструкции, недостаточно. Тогда для обнаружения дефектов в Т-образце был задействован метод УЗК на фазированных решетках (ФР).

Фазированная решетка представляет собой многоэлементный преобразователь, который за счет изменения сдвига фаз между возбуждающими сигналами с отдельных элементов позволяет

управлять параметрами ультразвукового луча, в том числе углом, фокусным расстоянием, размером пятна, и обнаруживать тем самым дефекты, различно ориентированные относительно акустической оси [34]. Для сканирования использовался дефектоскоп “Isonic 3510” и ФР-преобразователь в форме призмы производства Sonotron NDT, предназначенный для прозвучивания радиусных зон, работающий на частоте 5 МГц, имеющий 32 элемента и шаг решетки 0.5 мм (рис. 8). Контролю были подвергнуты два образца: образец № 1 из табл. 5 и аналогичный “чистый” образец, не проходивший испытания. Результаты дефектоскопии показали наличие у образца с наработкой дефектов в корневой зоне на глубине около 0.8 мм (рис. 8).

Это подтверждается результатами визуального контроля, в ходе которого во всех испытанных образцах обнаруживались вышедшие на поверхность отслоения обшивки от жгута в корне ребра. Таким образом, основной формой разрушения Т-образца оказалась межслоевая трещина в соединении обшивки со стрингером.

Модель влияния дефекта на динамические характеристики

По причине высокой чувствительности ПКМ к наличию концентраторов напряжений, а также учитывая хрупкий характер разрушения материала, дефекты в композитах представляют особую значительную опасность и потому требуют повышенного внимания. Если для металлических конструкций допускается подход контролируемого роста усталостных трещин, то для композитов в настоящее время используется исключительно “принцип неразвития” повреждений [35].

Различные виды случайных и ударных воздействий [36] являются одним из наиболее значимых источников повреждений в авиационных конструкциях из ПКМ. В настоящей работе разруше-

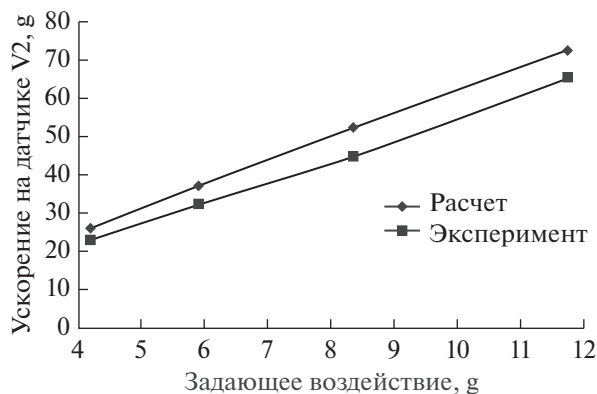
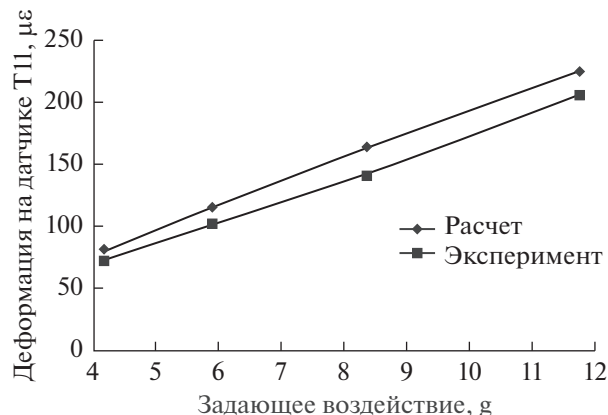
**Рис. 6.** Сравнение расчетных и измеренных ускорений (датчик V2).**Рис. 7.** Сравнение расчетных и измеренных деформаций (датчик T11)

Таблица 4. Сравнение результатов расчета перегрузок и деформаций с показаниями датчиков (обозначение датчиков приведено на рис. 4в)

Ед. измерения	Расчетные (измеренные) значения в зоне установки датчиков при различных уровнях нагружения			
	4g	6g	8g	12g
V2, g	26.1 (23.2)	37.0 (32.4)	52.3 (44.9)	72.5 (65.5)
V3, g	26.1 (22.1)	37.0 (30.8)	52.3 (42.6)	72.5 (61.9)
T11, мс	77 (79)	110 (110)	155 (152)	215 (222)
T12, мс	81 (73)	115 (102)	163 (142)	226 (206)
T13, мс	77 (83)	109 (116)	155 (163)	215 (237)
T14, мс	81 (78)	115 (109)	162 (151)	225 (220)

Таблица 5. Нарботки Т-образцов до повреждения

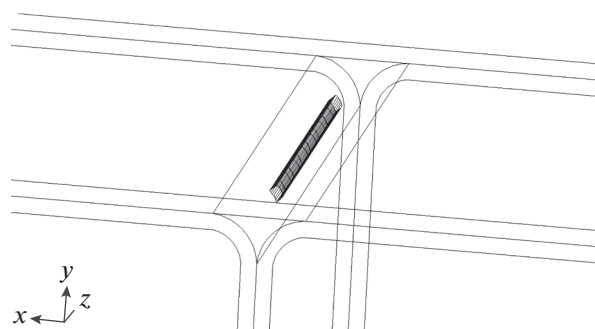
Образец	Среднеквадратичная деформация, мс	Нарботка до снижения частоты на 2–3%, циклов	Нарботка до видимого повреждения, циклов
1	800	7.9×10^6	н.д.
2	1000	3.5×10^6	8.8×10^6
3	1200	1.6×10^6	1.8×10^6
4	1500	н.д.	0.4×10^6
5	1900	3.2×10^3	н.д.

ния, возникшие в Т-образце в результате имитации воздействия акустического нагружения, моделировались путем исключения связей в узлах конечно-элементной сетки, находящихся в зоне радиусного перехода. На рис. 9а такие узлы отмечены на схеме поперечного сечения Т-образца (точками отмечены узлы, в которых присутствуют связи, крестиком – узлы, в которых связи отсутствуют). Были рассмотрены дефекты различной протяженности, схематически показанные в относительных единицах на рис. 9б (протяженность дефекта нормирована на полную длину стрингера). Для удобства предполагалось, что зона расслоения непрерывна и симметрична относительно центральной оси.

Как известно, внутренние дефекты в ПКМ снижают жесткость конструкции [13, 14]. Поэтому, зная превалирующую форму разрушения, можно по изменению собственной частоты судить о размере расслоения в радиусной зоне. Для установления соответствующих зависимостей был проведен модальный анализ для Т-образцов с дефектами, показанными на рис. 9. Были рассмотрены два случая: несимметричный, при котором разрушение возникает в радиусном переходе только с одной стороны (например, по контуру АВ на рис. 9а), и симметричный, при котором разрушение развивается в обоих контурах, АВ и АС (рис. 9а). На рис. 10 в относительных единицах показаны две функции снижения пер-

вой симметричной резонансной частоты Т-образца от размера дефекта. Образцу с дефектом нулевого размера (без дефекта) соответствует резонансная частота, приведенная в табл. 3.

Полученная зависимость может использоваться для оценки размеров усталостных повреждений, которые не обнаруживаются стандартными методами неразрушающего контроля. Она позволяет также оценивать дефектное состояние конструкции при наступлении критерия разрушения. Из рис. 10 видно, что в рамках используемой модели размер дефекта, при котором срабатывает критерий, для двух рассмотренных случаев отличается незначительно, можно сказать, что он на-

**Рис. 8.** Структура дефекта в радиусной зоне по результатам УЗК на ФР.

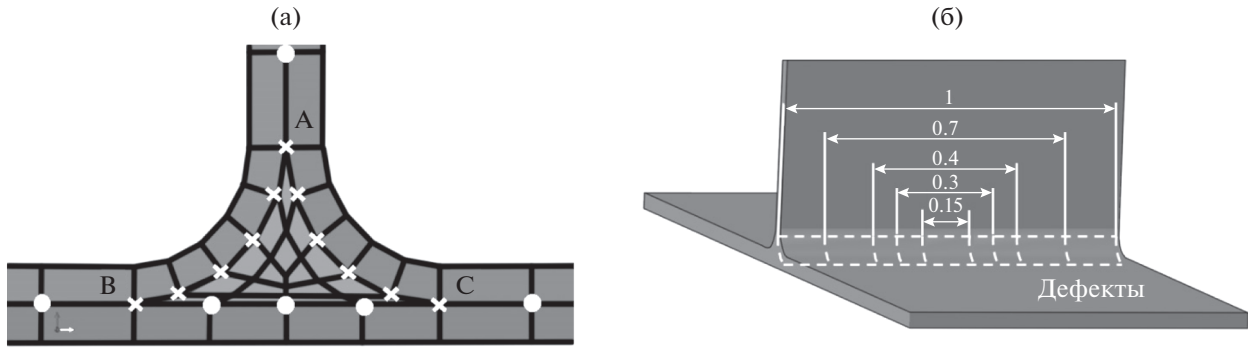


Рис. 9. Моделирование дефектов в Т-образце: (а) узлы КЭ модели с удаленными связями, (б) расположение расслоений.

ходится в пределах погрешности определения 2%-ого падения частоты. Это свидетельствует об инвариантности выбранного критерия относительно конфигурации разрушения, что подтверждает его надежность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основным результатом проведенных исследований композитного соединения является разработка конечно-элементного метода расчета динамического отклика Т-образца, который в рамках рассмотренных допущений (воздействие полностью коррелированного по поверхности образца звукового поля, одномодовый отклик) позволяет изучать динамическое поведение подобных образцов при воздействии виброакустических нагрузок.

Предложенный метод позволяет оценивать собственные частоты и формы колебаний, а также уровень возникающих в образце напряжений и деформаций. С учетом того, что максимальный уровень деформаций до сих пор остается наиболее распространенным и надежным (хотя и из-

лишне консервативным) критерием разрушения, применяемым при проектировании авиационных конструкций из ПКМ [37], он может быть использован для исследования напряженно-деформированного состояния конструкций различной геометрии, в которых реализуются аналогичные режимы отклика. Также метод необходим для обработки и анализа экспериментальных данных при изучении воздействия акустических и вибрационных нагрузок на конструкции из ПКМ.

В настоящей работе были получены зависимости модальных характеристик Т-образца от характерных усталостных повреждений различного размера и конфигурации, однако разработанный подход позволяет моделировать влияние на динамический отклик и других факторов: ударных повреждений, климатических воздействий, технологических несовершенств и т.д. Эти работы планируется провести на следующем этапе.

Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации по соглашению № 075-11-2018-178 (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI62818X0011).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Clarkson B.L.* Review of Sonic Fatigue Technology // NASA contract report. NASA – CR – 4587, April 1994.
2. *Thomson A.G.R.* Acoustic fatigue design data. AGAR-Dograph 162. 1972.
3. ESDU Engineering Data: Acoustic Fatigue Series. V. 1 – general, endurance under acoustic loading; V. 2 – loading actions, damping; V. 3 – stress/strain response of plate structures; V. 4 – natural frequencies of plate structures; V. 5 – natural frequencies of shell structures; V. 6 – natural frequencies of sandwich panels and box structures.
4. *Powell A.* On the Fatigue Failure of Structure due to the Vibration Excited by Random Pressure Fields // J. Acoust. Soc. Am. 1958. V. 30. P. 1130–1135.
5. *Dubinskii S.V., Safonov A.A.* Composite-Friendly Approach to Certification of Advanced Materials and Fab-

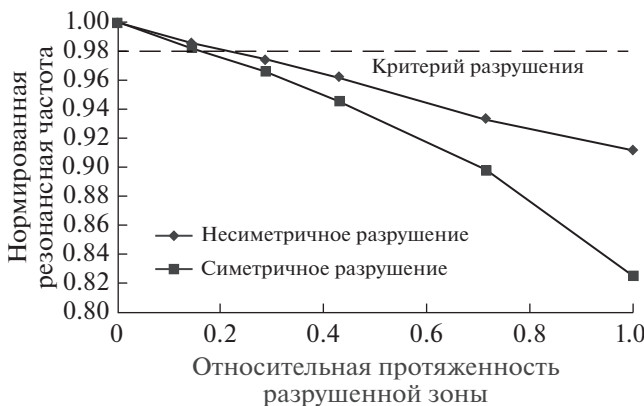


Рис. 10. Расчетная зависимость снижения резонансной частоты от размера расслоения в радиусной зоне Т-образца.

- rication Methods Used in Aviation Industry // *J. Machinery Manufacture and Reliability*. 2017 Sept. V. 46. № 5. P. 501–506.
<https://doi.org/10.3103/s1052618817050041>
6. *Barbero E.J.* Finite Element Analysis of Composite Materials. CRC Press, 2008.
 7. *Рычков С.П.* Моделирование конструкций в среде Femap with Nastran. М.: ДМК Пресс, 2013. 784 с.
 8. ABAQUS 6.12 User's Manual. Providence (RI, USA): Dassault Systemes Simulia Corp.; 2012.
 9. Polymer Matrix Composites: Materials Usage, Design and Analysis. The Composite Material Handbook. V. 3. Soc. of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 2009, Chap. 4.
 10. *Chow L.C., Cummins R.J.* Sonic Fatigue Study of an Aircraft Flap Like Structure // *Proceedings of ICSV5*. 1997. Adelaide, South Australia, V. 2. P. 599
https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/ICSV5-1997/pdf/indexprn.pdf
 11. *Langley R.S.* A Dynamic Stiffness Technique for the Vibration Analysis of Stiffened Shell Structures // *J. Sound Vibr.* 1992. V. 156. P. 521–540.
 12. *Langley R.S.* On the Forced Response of One-Dimensional Periodic Structures: Vibration Localization by Damping // *J. Sound Vibr.* 1994. V. 178. P. 411–428.
 13. *Xiao Y., White R.G., Aglietti G.S.* An experimental characterization of the acoustic fatigue endurance of GLARE and comparison with that of CFRP // *Composite Structures*. 2005. V. 68. P. 455–470.
 14. *Xiao Y., White R.G., Aglietti G.S.* Comparison of structural response and fatigue endurance of aircraft flap-like box structures subjected to acoustic loading // *J. Acoust. Soc. Am.* 2005. V. 117(5). P. 2820–2834.
 15. ESDU 84027: Endurance of Fiber-Reinforced Composite, Laminated Structural Elements Subjected to Simulated Random Acoustic Loading, 16 (2014).
 16. *Ajaj R.M., Allegri G., Isikveren A.T.* Conceptual design and sizing of airframe panels according to safe-life acoustic fatigue criteria // *Aeronautical J.* 2011 January. V. 114 (1162). P. 15–27.
 17. *Di Spirito G.* Acoustic Fatigue Analysis Of Composite Outboard And Inboard Flap Of A Commercial Aircraft / Ph.D Thesis, University of Naples Federico II. July 2015.
 18. *Uz C., Ata T.T.* Acoustic fatigue and dynamic behavior of composite panels under acoustic excitation // *Conf. Proc. Of The Society For Experimental Mechanics Series*, Jan 25–28, 2016, Orlando, FL. P. 219–229.
 19. *Зверев А.Я., Черных В.В.* Экспериментальное определение акустических и виброакустических характеристик многослойных композитных панелей // *Акуст. журн.* 2018. Т. 64. № 6. С. 727–736.
 20. *Болотин В.В.* Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 335 с.
 21. *Авиационная акустика. В 2-х ч. Ч. 2. Шум в салонах пассажирских самолетов.* Под ред. Мунина А.Г. М.: Машиностроение, 1986. 264 с.
 22. *Eringen A.C.* Response of beams and Plates to random Loads // *Trans. ASME Journ. Applied Mechanics*. 1957. № 24. P. 46–52.
 23. *Wagner H., Rama Bhat.* Linear Response of an Elastic Plate to Actual Random Load // *Ingenieur-Archiv*. 1970. V. 39. P. 149–158.
 24. *Денисов С.Л., Медведский А.Л.* Отклик ортотропных пластин на широкополосное акустическое воздействие при различных видах взаимной спектральной плотности действующей нагрузки // *Механика композиционных материалов*. 2012. Т. 18. № 4. С. 527–543.
 25. *Crocker M.J.* The Response of a Supersonic Transport Fuselage to Boundary Layer and to Reverberant Noise // *J. Sound Vibr.* 1969. 9(1). P. 6–20.
 26. *Дашевский А.Г., Ефимцов Б.М., Зверев А.Я.* Влияние структуры неоднородного поля случайных пульсаций давления на создаваемые им уровни звукового давления в оболочке // *Акуст. журн.* 1988. Т. 34. № 1. С. 68–74.
 27. *Зверев А.Я., Ефимцов Б.М.* Сравнительная оценка акустического излучения тонкостенных конструкций, возбуждаемых турбулентным пограничным слоем для различных представлений взаимного спектра // *Акуст. журн.* 2012. Т. 8. № 4. С. 459–464.
 28. *Bayerdorfer G.* Experimental Investigations to Establish Acoustic Fatigue Design Chart // *J. Sound Vibr.* 1971. V. 17(1). P. 55–62.
 29. *Белый Н.Г., Савкин В.А.* Об исследованиях выносливости панелей обшивки самолетов при вибрациях // *Труды ЦАГИ*. 1964. Вып. 262. С. 1–13.
 30. *Bathe K.J., Wilson E.L.* Large Eigenvalue Problems in Dynamic Analysis // *Proceedings of the ASCE, EM6*. 1972. V. 98. P. 1471–1485.
 31. *Parlett B.N.* The Symmetric Eigenvalue Problem. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1980
 32. LabWindows™/CVI™ Programmer Reference Manual. National Instruments, Edition Part Number 323643A-01, Austin, Texas June 2003.
 33. *Панкратов А.И., Врачев А.В., Григорьев А.А., Макаревич В.И., Мозжерова Н.А., Николаев В.С.* Руководство для конструкторов по проектированию самолетов. Т. 3. Прочность самолета. Книга 4. Усталостная прочность. Ресурс и надежность планера самолета. Вып. 9. Методика испытания авиационных конструкций при акустическом нагружении. ЦАГИ, Инв. № 1292, 1981 г.
 34. *Бойчук А.С., Степанов А.В., Косарина Е.И., Генералов А.С.* Применение технологии ультразвуковых фазированных решеток в неразрушающем контроле деталей и конструкций авиационной техники, изготавливаемых из ПКМ // *Авиационные материалы и технологии*. 2013. № 2(27). С. 41–46.
 35. Advisory Circular 20-107B, Sept. 2009, Change 1. Federal Aviation Administration, Washington, D.C., Aug. 2010.
 36. *Dubinskii S., Senik V., and Feygenbaum Yu.* Field-Survey-Based Evaluation of Realistic and Remote Wing Impact Energy Levels // *J. Aircraft*. 2018. V. 55. № 6. P. 2307–2312.
 37. *Fawcett A.J., and Oaks G.D.* Boeing Composite Airframe Damage Tolerance and Service Experience // *Workshop for Composite Damage Tolerance and Maintenance, Presentation #2 of Session 1, Federal Aviation Administration, Chicago, IL, July 2006.*