МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.Л. Попов

ВИБРОАКУСТИКА ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Учебное пособие

Москва 2014

УДК 539.3 + 534
ББК 22.251
П58

Р е ц е н з е н т ы:
профессор, доктор физико-математических наук *Н.В. Баничук*,
заведующий лабораторией ИПМех РАН;
профессор, доктор технических наук, академик РААСН *В.И. Андреев*,
заведующий кафедрой сопротивления материалов ФГБОУ ВПО «МГСУ»

Попов А.Л.
П58 Виброакустика тонкостенных конструкций : учебное пособие / А.Л. Попов ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Моск. гос. строит. ун-т. Москва : МГСУ, 2014. 72 с.
ISBN 978-5-7264-0977-1

Изложены основы теории и методов анализа динамического взаимодействия тонкостенных упругих элементов типа пластин и оболочек с внутренней и окружающей акустической средой как единой колебательной системы. Рассматриваются закономерности формирования и передачи виброакустических воздействий элементами конструкций и обратного влияния виброзвукоизлучения на формы и частоты их колебаний. Значительное внимание уделено вопросам снижения шумности и вибраций элементов конструкций.

Для обучающихся по программе магистратуры «Механика деформируемого твердого тела».

УДК 539.3 + 534
ББК 22.251

ISBN 978-5-7264-0977-1
© ФГБОУ ВПО «МГСУ», 2014

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие посвящено изложению раздела «Виброакустика тонкостенных конструкций» дисциплины «Современные проблемы в области прикладной механики». В пособии даются основы теории и методов анализа динамического взаимодействия с внутренней и окружающей акустической средой упругих элементов строительных и иных конструкций как единой колебательной системы. Рассматриваются закономерности формирования и передачи виброакустических воздействий элементами конструкций и обратного влияния виброзвукоизлучения на формы и частоты их колебаний. Значительное внимание уделено вопросам снижения шумности и вибраций элементов конструкций.

Изложение материала проводится на аналитически решаемых модельных задачах, для которых показано как создается математическая модель взаимодействия двух разнородных механических структур: тонкостенной конструкции и акустической среды. Для чего это нужно и где может быть применено? В курс теории оболочек и пластин, который читается для студентов механических специальностей, включаются обычно статика, динамика и устойчивость тонкостенных элементов конструкций. При этом не ставится вопрос, в какой среде происходят, например, колебания оболочки. Конечно, они могут происходить и в вакууме, и тогда известные теории адекватно отобразят поведение конструкции. Однако в массе технических приложений — вибрации топливных баков, плотин, акустических систем в радиотехнике, перекрытий, стен, окон зданий, вентиляционных систем, корпусов кораблей и подводных лодок, самолетов и дирижаблей, трубопроводов, оболочек атомных реакторов, волновых передач, даже льда в канале и во многих других случаях (мембранная технология, турбины, гироскопы на жидкостном подвесе и т.д.) — уже не обойтись без учета в той или иной степени обратного влияния среды на колебания конструкции. А влияние это может быть весьма значительным и проявляться в перестройке резонансного спектра системы, искажениях форм колебаний, дополнительном демпфировании и других эффектах. Учет такого взаимодействия со средой требует расширения рамок расчетной модели тонкостенной конструкции.

С другой стороны, вибрации машин, оборудования и корпусных элементов конструкций сопровождаются, как правило, интенсивным звукоизлучением, которое играет все более возрастающую негативную роль в современной жизни. Становятся актуальными вопросы создания акустически комфортной технической среды как одного из элементов экологического проектирования, например, в защите от транспортного шума. В немалой степени это относится к конструкциям авиастроения,

не говоря уже о гидроакустике и излучателях звука, где этот параметр имеет первостепенное значение.

Тем самым виброакустические критерии выходят в первый ряд требований при проектировании новых машин и сооружений. Следует также отметить, что специалисты по расчету звуковых полей (акустики) используют, как правило, упрощенные модели механических излучателей звука, в недостаточной степени учитывающие упругие свойства последних или (что также немаловажно) измененные обратным влиянием акустической среды свойства системы. Это может привести и приводит к большим погрешностям при расчете волновых полей.

Предметом данного курса является изучение гармонических колебаний тонкостенных упругих пластин и оболочек в контакте с идеальной акустической средой. Это могут быть бесконечная и ограниченная пластины, бесконечная и ограниченная цилиндрические оболочки, замкнутые сферические, сфероидальная оболочки и оболочки других форм. Акустическая среда (газ, жидкость) может находиться вне или внутри оболочки, быть одновременно снаружи и внутри. Оболочки могут также обладать конструктивной или физической анизотропией упругих свойств, быть неидеально упругими, иметь изолированные подкрепляющие элементы в виде колец, пластин и т.д. Разнообразным может быть и спектр динамических нагрузок, среди которых особо выделим сосредоточенные нагружения, являющиеся, с одной стороны, удобной математической идеализацией локальных воздействий, обеспечивающих отыскание фундаментальных решений и с их помощью — решений при любом распределении нагрузок. С другой стороны, сосредоточенные нагрузки реально моделируют передачу на оболочку сил и моментов от присоединяемых к ней трубопроводов и других подкрепляющих элементов с малыми участками контакта между этими элементами и оболочкой.

Таким образом, широкая сфера применения и потребность правильного решения совместных задач механики и акустики требуют изучения динамики тонкостенных элементов конструкций во взаимодействии с окружающей или внутренней акустической средой как единой колебательной системы. Данное направление подготовки магистров имеет значительный инновационный потенциал в плане создания перспективных методов и аппаратуры оперативной и производительной бесконтактной акустической диагностики сплошных и многослойных конструкций, анализа их живучести, степени старения, остаточного ресурса, создания акустически комфортной производственной и жизненной среды.

Большая часть материала, представленного в пособии, основана на оригинальных результатах, полученных автором. Исключениями являются некоторые части разделов 6 и 7, материал которых содержит известные соотношения по одно- и двухкаскадной виброизоляции, преобразованиям вибрационных и акустических волн на стандартных препятствиях.

1. ПРЕДМЕТ «ВИБРОАКУСТИКА ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ». ПОСТАНОВКА ОСНОВНЫХ ЗАДАЧ И ОБЗОР МЕТОДОВ ИХ РЕШЕНИЯ

Предмет «Виброакустика тонкостенных конструкций» посвящен изучению теории и методов анализа динамического взаимодействия упругих элементов строительных и иных конструкций с акустической средой и источниками виброакустического излучения как единой колебательной системы, закономерностей формирования и передачи виброакустического поля элементами конструкций и обратного влияния виброзвукоизлучения на формы и частоты их колебаний. Значительное внимание в этом разделе дисциплины «Современные проблемы в области прикладной механики» уделено вопросам снижения шумности и вибраций элементов конструкций, возможностям идентификации дефектов по искажениям излучаемого конструкцией акустического поля.

Знание этого предмета позволяет проводить исследования в направлении создания методов и аппаратуры для оперативной и производительной бесконтактной акустической диагностики поверхностных и скрытых дефектов в сплошных и многослойных конструкциях, анализа живучести, степени старения материалов и конструкций, остаточного ресурса, создания акустически комфортной производственной и жизненной среды.

Постановка основных задач проводится в рамках модели идеальной, т.е. невязкой и потенциальной (отсутствие вихрей) акустической среды. Считается, что возмущения в такой среде передаются только посредством сжатия — расширения [5; 9; 12].

Возмущение — избыточное давление в среде — подчиняется волновому уравнению

$$\Delta \mathcal{P} - \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 \mathcal{P}}{\partial t^2} = 0, \qquad (1.1)$$

где $\mathcal{P}$ — функция динамичного давления, $\mathcal{P} = \mathcal{P}(x, y, z, t)$; c – скорость звука (в металле скорость звука 5 км/с, в воде — 1,5 км/с, в воздухе — 340 м/с); Δ — оператор Лапласа, $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$.

На рис. 1.1 показан общий случай контакта тонкостенной оболочки толщиной h с акустическими средами внутри и снаружи оболочки.

В ряде литературных источников, например [5; 12], оперируют не функцией давления, а потенциалом скорости $\Phi(x, y, z, t)$. Скорость движения частиц среды V и функция давления в ней выражается через потенциал по формулам

$$V = \text{grad}\,\Phi, \quad \mathcal{P} = \rho\frac{\partial \Phi}{\partial t}, \qquad (1.2)$$

где ρ — плотность среды.

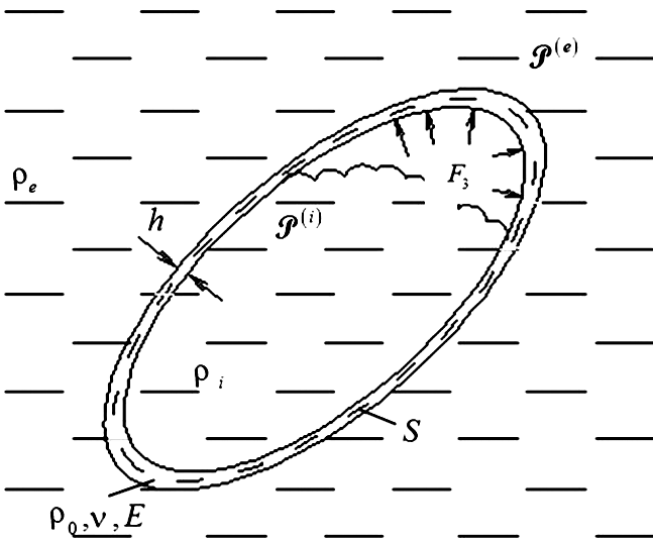

Рис. 1.1. Общий случай контакта упругой оболочки толщиной h с акустическими средами внутри (i) и снаружи (e) оболочки: ρ_0 — плотность; ν — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости; S — срединная поверхность оболочки; ρ_i, $\mathcal{P}^{(i)}$, ρ_e, $\mathcal{P}^{(e)}$ — плотности и функции динамичного давления внутри и снаружи оболочки, соответственно; $F_з$ — нормальная компонента заданной гармонической нагрузки

При условии гармоничности колебаний среды функция давления и потенциал отличаются на постоянный множитель

$$\left.\begin{matrix}\mathcal{P}(x,y,z,t)\\ \Phi(x,y,z,t)\end{matrix}=\begin{Bmatrix}P(x,y,z)\\ \tilde{\Phi}(x,y,z)\end{Bmatrix}e^{i\omega t},\ i=\sqrt{-1}\ \right\}, \qquad (1.3)$$

где ω — круговая частота колебаний.

Подставляя (1.3) в (1.2), получим

$$P = i\rho\omega\tilde{\Phi}.$$

В дальнейшем будем оперировать только с функцией давления как имеющей ясный физический смысл.

На поверхности оболочки или другого упругого тела ставятся условия безотрывности колебаний (или условия непротекания)

$$\left.\frac{1}{\rho_e}\frac{\partial\mathcal{P}^{(e)}}{\partial n}\right|_S=\left.\frac{1}{\rho_i}\frac{\partial\mathcal{P}^{(i)}}{\partial n}\right|_S=-\ddot{w}, \qquad (1.4)$$

где w — функция динамического прогиба оболочки; n — внешняя нормаль к ее срединной поверхности.

Уравнения колебаний оболочки также являются частью постановки задачи. Принимая, что все динамические величины, входящие в них, имеют зависимость от времени в виде множителя $e^{-i\omega t}$ и отбрасывая этот множитель, запишем эти уравнения в перемещениях с учетом давления акустической среды снаружи и изнутри оболочки:

$$\sum_{j=1}^{3} L_{ij}U_j - \lambda^2 U_i + \delta_{3i}\left[h_t^2 N_{33}U_3 + \frac{1}{Eh}\left(P^{(e)}\Big|_S - P^{(i)}\Big|_S\right)\right] = \frac{1}{Eh}F_i,\ i = 1,2,3; \quad (1.5)$$

$$\lambda = \frac{\omega}{c_0}, \quad c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho_0}},\ h_*^2 = \frac{h^2}{12\left(1-\nu^2\right)}, \quad \delta_{3i} = \begin{cases} 0, & i \neq 3 \\ 1, & i = 3 \end{cases}.$$

Здесь F_i — компоненты внешней нагрузки; U_1, U_2, U_3 — компоненты вектора перемещений оболочки, $U_3 \equiv w$; L_{ij}, N_{33} — безмоментные и моментные операторы теории оболочек.

После исключения аналогичной временной компоненты волновые уравнения для функций давления в акустических средах типа (1.1) переходят в уравнения Гельмгольца:

$$\Delta P^{(e)} + k_e^2 P^{(e)} = 0,\ \Delta P^{(i)} + k_e^2 P^{(i)} = 0,\ k_e = \frac{\omega}{c_e},\ k_i = \frac{\omega}{c_i}, \quad (1.6)$$

в которых через c_i, c_e обозначены скорости звука в средах внутри и снаружи оболочки.

Преобразуются также и условия непротекания уравнения (1.4):

$$\frac{1}{\rho_e}\frac{\partial P^{(e)}}{\partial n}\bigg|_{n=0} = \frac{1}{\rho_i}\frac{\partial P^{(i)}}{\partial n}\bigg|_{n=0} = \omega^2 w. \quad (1.7)$$

Кроме представленных уравнений, в случае неограниченной внешней среды ставится условие Зоммерфельда [12]:

$$\lim_{r\to\infty} r\left(\frac{\partial P^{(e)}}{\partial r} - ik_e P^{(e)}\right) = 0, \quad r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}. \quad (1.8)$$

Это условие выделяет волны, расходящиеся от оболочки; здесь оно записано для зависимости от времени вида $e^{-i\omega t}$.

Для внутренней среды должно выполняться условие регулярности функции давления в любой точке среды.

В общем случае точные решения задач (1.5)...(1.8) получены лишь для бесконечных пластин, бесконечной цилиндрической оболочки, замкнутой сферической оболочки и для оболочек и пластин, продолженных экранами. Однако в ряде случаев возможны упрощения общей постановки задач. Так, например, если k — мало (k — волновое число среды),