

УДК: 534.23; 621.952

OECD: 01.03.AA

Определение структурного шума, образованного колебаниями отдельной панели салона автомобиля

Санников В.А.¹, Дроздова Л.Ф.^{2*}, Кудаев А.В.³¹ Д.т.н., профессор кафедры «Механика деформируемого твердого тела»² К.т.н., профессор кафедры «Экология и производственная безопасность»³ К.т.н., доцент кафедры «Экология и производственная безопасность»^{1,2,3} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе рассматриваются вопросы анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) вибрации панелей и оценка уровня излучения ими звукового давления в воздушную среду салонов автомобилей (кабин). Приводятся результаты моделирования рабочего процесса с использованием пакетов программ ANSYS. Достоверность исходных данных в используемых вычислительных пакетах программ подтверждалась тестированием задачи по её аналитическому решению. На основе полученных результатов колебаний задней двери решалась практическая задача по анализу уровня шума, излучаемого панелью в салон автомобиля на низших частотах. Для определения звукового давления в характерной точке салона – у головы водителя использовался стандартный метод логарифмического суммирования от узлов (поверхностей акустических поршней) расчетной конечно-элементной модели конструкции двери. Уровни звукового давления, найденные вычислениями при вибрации рассматриваемой панели автомобиля, сопоставляются с экспериментально измеренными значениями звукового давления в салоне автомобиля.

Предложенная методика оценки шума позволяет выполнять доработку конструкции по показателям, как вибрации, так и уровню структурному шуму, обеспечивая комфортные условия жизнедеятельности, что в целом удешевляет процесс проектирования элементов изделий.

Ключевые слова: вибрация, амплитудно-частотные характеристики, структурный шум, панели, салон автомобиля, численный анализ.

Determination of structural noise generated by vibrations of a separate car interior panel

Sannikov V.A.¹, Drozdova L.F.^{2*}, Kudaev A.V.³¹ DSc, professor of the department of Mechanics of a Deformable Solid² PhD, professor of the department of Ecology and Industrial Safety³ PhD, assistant professor of the department of Ecology and Industrial Safety^{1,2,3} Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia

Abstract

This paper looks into analysis of the vibration amplitude-frequency characteristics (AFC) of the panels and assessment of their level of sound pressure radiation into the car interior (cabins) air environment. The results of modeling the workflow using ANSYS software packages are presented. The reliability of the initial data in the computational software packages used was verified by testing the problem for its analytical solution. Based on the obtained results of the rear door vibrations, a practical problem was solved to analyze the noise level emitted by the panel into the car interior at low frequencies. The standard method of logarithmic summation from the nodes (surfaces of acoustic pistons) of the calculated finite element model of the door structure was used

*E-mail: drozdovalf@yandex.ru (Дроздова Л.Ф.)

to determine the sound pressure at the characteristic point of the interior – near the driver's head. The sound pressure levels calculated during the vibration of the considered car panel are compared with experimentally measured values of sound pressure in the car interior.

The proposed method of noise assessment allows us to refine the design in terms of both vibration and structural noise levels, providing comfortable conditions for daily living activities, which generally reduces the cost of the product elements design process.

Keywords: vibration, amplitude-frequency characteristics, structural noise, panels, car interior, numerical analysis.

Введение

Излучению и звукоизоляции элементов отсеков транспортных машин посвящено большое количество работ [1–5]. Особенностью салонов автомобилей с большой площадью ограждающих элементов является то, что они сами панели являются «слабым» звеном как по звукоизлучению, так и по амплитудам вибрации. Экспериментальные исследования вибрации панелей [4, 5] показывают, что уровни виброскорости на них существенно выше, чем на несущих элементах кабин. Следовательно, повышенные уровни шума в салонах в низкочастотной области спектра создаются именно панелями (в том числе и остекленными) как за счет пройденного звука, т.е. воздушной составляющей (в работе не рассматривается), так и за счет структурной составляющей.

1. Постановка задачи и методика решения

В работе приведены результаты моделирования рабочего процесса с использованием пакетов программ ANSYS, зарекомендовавших себя наиболее востребованными системами автоматизированного проектирования.

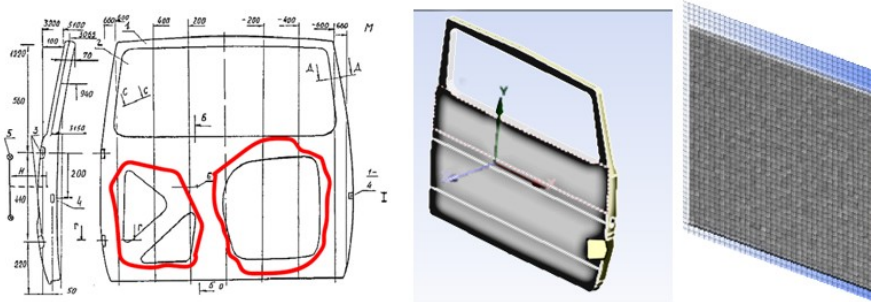


Рис. 1. Расчетная схема панели транспортной машины (чертеж и 3D-модель, вид изнутри). Обведены области сложной геометрии, увеличивающие жесткость панели (двери). Справа её имитация в виде пластины

Достоверность исходных данных в используемых вычислительных пакетах программ подтверждалась тестированием задачи по её аналитическому решению. Собственные колебания панели (задней двери автомобиля УАЗ-3160 3-й модели) сложной формы (рис. 1), моделировались колебаниями её геометрической модели - прямоугольной пластины (защемленной по контуру) размером $1,22 \times 1,32$ м, толщиной 1,542 мм подобранной по условию равенства масс пластины и двери (19,0 кг). Модуль упругости пластины $E = 2,03 \cdot 10^{11}$ Па, плотность материала $\rho = 7871$ кг/м³; коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$ цилиндрическая жесткость составила $D = 2,83 \cdot 10^6$ Н/м.

Расчётная схема двери представлена набором материалов: стали 08КПЮ ($E = 210$ ГПа, $\nu = 0,3$, $\rho = 7800$ кг/м³, скорость звука $c = 5029$ м/с), стекла ($E = 30$ ГПа,

$v = 0,25, \rho = 2500 \text{ кг/м}^3, c = 3000 \text{ м/с}$, колеса двери задка – сплошного цилиндра с приведёнными свойствами ($E = 210 \text{ ГПа}, v = 0,3, \rho = 108 \text{ кг/м}^3, V_K = 0,125 \text{ м}^3, c = 5029 \text{ м/с}$), объёма воздуха заполняющего кабину ($\rho = 1 \text{ кг/м}^3, c = 340 \text{ м/с}$).

Частоты собственных колебаний, заземлённой по контуру прямоугольной пластинки, находились аналитически [6, 7], а формы построены в комплексе ANSYS (рис. 2).

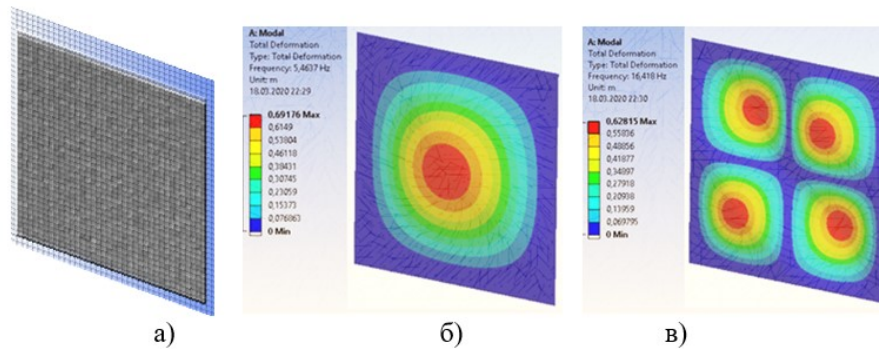


Рис. 2. Собственные частоты и формы колебаний пластины (ANSYS):
 а – модель; б – 1я частота (5,463 Гц); в – 2я частота (16,418 Гц)

2. Анализ структурного шума

На основе протестированных результатов колебаний панели (задней двери) решалась практическая задача по анализу уровня шума, излучаемого панелью в салон автомобиля на низших частотах. Расчет структурной компоненты шума выполняется методикой сложения компоненты звукового давления в деформируемых поверхностях ограждения воздушном объёме (рис. 3), изменением формы панелей (движением кинематических границ, рис. 4) вследствие принудительной вибрации [1, 5, 7]. Используется стандартный метод логарифмического суммирования для определения звукового давления в характерной точке салона – у головы водителя от дискретного набора источников – заданного количества узлов расчетной модели панелей конструкции: дверей, крыши, пола и т. д. (представляемых акустическими поршнями) по формуле суммарного сложения звукового давления $L_{\text{сумм}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i}$.

В конечномерных представлениях (с учётом акустики ближней зоны) формула несколько изменена и дополнена, и имеет вид $L_s = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i(t)}$.

Здесь $L_i(t) = 20 \lg \left(\frac{P_{si} \cdot V_i(t)}{U_0'} \right)$, дБ – уровень звукового давления воздуха (плотностью ρ скоростью звука C), определяемый его волновым сопротивлением при движении приведенного к i -му узлу поршневого источника звука усреднённой площади $S_i = \frac{S}{N}$ и скоростью $V_i(t)$ для дискретной N - мерной модели при действии приложенной вибрации ($P_{si} = \rho \cdot C \cdot S_i$), U_0' – пороговое значение виброскорости, S – площадь поверхности панели, $V_i(t)$ – максимальная амплитуда вектора скоростей узла, определяемая суммой векторов его компонент по направлениям XYZ.

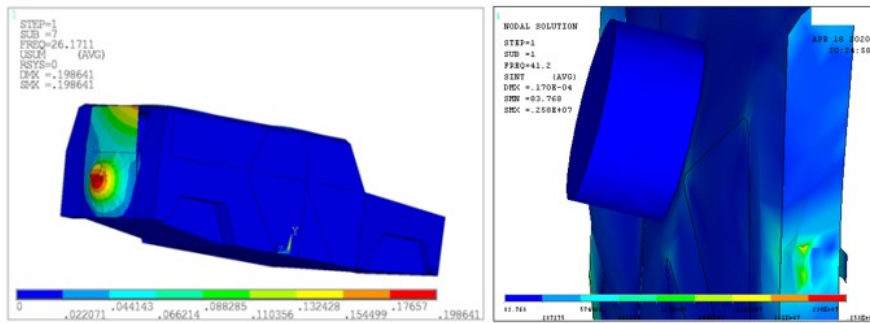


Рис. 3. Первая форма колебаний задней двери 26,17 Гц в составе кузова автомобиля

Гармонический анализ позволяет многократной последовательностью шагов определять отклик системы на различных частотах возбуждения. В нашем случае диапазон частот от 30 до 300 Гц.

Нагрузками, приложенными к местам крепления двери, являлась виброскорость (считающаяся равномерно-распределённой), приложенная к точкам крепления, усреднённая по 2-м её измеренным значениям (рис. 4, точкам 1 и 2) основания кабины на каждой частоте диапазона, полагая, что это воздействие распространяется и на раму двери.

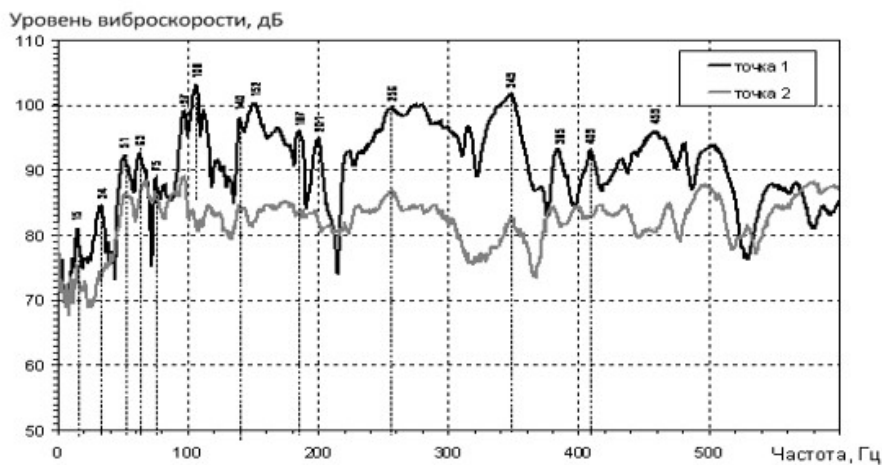


Рис. 4. Частотные характеристики вынужденных колебаний основания кабины, полученные экспериментально

Уровень виброскорости определяется по логарифмической формуле $v = 10^{L_v/20} \cdot v_0$, где $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ - пороговое (соответствующее порогу чувствительности на частоте 1000 Гц), значение виброскорости частотой 30 Гц (см. рис. 4). В ANSYS в качестве нагрузок, возможно также задание виброперемещений, которые при гармоническом законе изменения с круговой частотой $\omega = 2\pi f$ необходимо пересчитывать по виброскорости $x = v/\omega$ соотношением для диапазона частот 60, 90, 120, ..., 300 Гц (Табл. 1). На Рис. 5 показано поле звукового давления на поверхности панели.

Применялись конечные элементы типа FLUID30 – это 3D элемент и FLUID130 – вспомогательный элемент, используемый для моделирования бесконечной поверхности окружающей воздушной среды, а геометрия панели двери формировалась набором из тетраэдрических SOLID187, SOLID 95 и оболочечных SHELL93 элементов.

Уровни звукового давления, полученные вычислениями от вибрации рассматриваемой панели автомобиля, найдены в зоне головы водителя автомобиля

(табл. 2), а на Рис. 6 приведены экспериментально измеренные значения звукового давления в салоне автомобиля.

Таблица 1

Значения виброперемещений (слева) для соответствующих частот

| Частота, Гц | Вибро- перемещение, м |
|-------------|--------------------------|
| 16 | $2,75 \cdot 10^{-6}$ |
| 33 | $2,3 \cdot 10^{-6}$ |
| 52 | $3,75 \cdot 10^{-6}$ |
| 63 | $3,36 \cdot 10^{-6}$ |
| 77 | $2,08 \cdot 10^{-6}$ |
| 100 | $2,8 \cdot 10^{-6}$ |
| 140 | $2,46 \cdot 10^{-6}$ |
| 184 | $1,52 \cdot 10^{-6}$ |
| 200 | $1,37 \cdot 10^{-6}$ |
| 257 | $1,73 \cdot 10^{-6}$ |

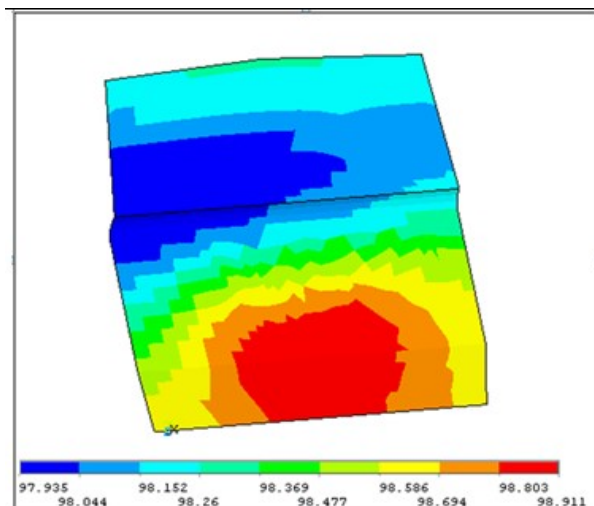


Рис. 5. Распределение звукового давления (дБ) на поверхности панели при колебаниях с частотой 41,2 Гц

Таблица 2

Расчетные уровни звукового давления на рабочем месте водителя для частот виброскоростей панели в диапазоне от 31,5 до 140 Гц без учета виброизоляции и звукопоглощения

| Частота, Гц | | Октава № | Давление, дБ | |
|-----------------|-------|----------|---------------------------|--------------------------|
| Вибрация, Гц | № п/п | | Дверь задка без колеса | Дверь задка с колесом |
| 51,2 | 1 | 2 | 76,05 | 79,32 |
| 66,5 | 2 | 2 | 82,47 | 86,55 |
| 77,2 | 3 | 2 | 87,52 | 89,47 |
| 97,8 | 4 | 3 | 89,13 | 93,21 |
| 99,0 | 5 | 3 | 89,63 | 93,69 |
| 108,0 | 6 | 3 | 90,75 | 94,18 |
| 115,6 | 7 | 3 | 91,49 | 95,27 |
| 123,5 | 8 | 3 | 92,56 | 96,05 |
| 127,0 | 9 | 3 | 92,96 | 96,39 |
| 132,2 | 10 | 3 | 93,09 | 96,57 |
| СУМ, линейное | | | 100,4 | 103,9 |
| СУММА по 2 окт. | | | 89,20 | 91,67 |
| СУММА по 3 окт. | | | 100,1 | 103,7 |

Компоненты вибрации по перемещениям действуют по горизонтальным и вертикальным направлениям. Такая расчётная схема позволяет с высокой степенью

достоверности выявлять как вид форм колебаний, так и положения областей инерционных масс (малоподвижных в пространстве) элементов конструкции.

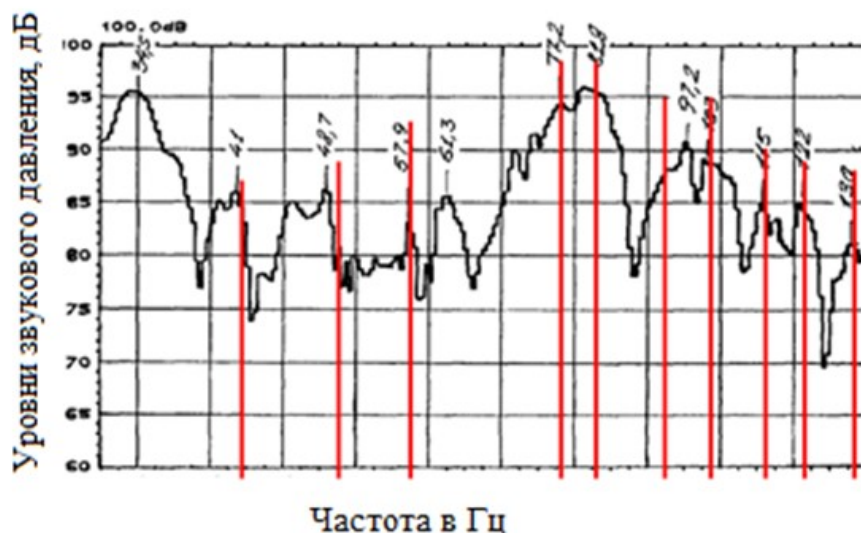


Рис. 5. Экспериментальные значения звукового давления, дБ, на рабочем месте водителя при вибрации в диапазоне от 31,5 до 140 Гц кузова автомобиля. Расчетные данные показаны вертикальными прямыми

Заключение

При частоте вибрации 41,2 Гц (Рис. 5) и других полученные значения звукового давления существенно превышают экспериментально измеренные уровни (Рис. 6, 41 Гц), что можно объяснить учетом вибрации поверхности панели. Отличающиеся результаты свидетельствуют также о необходимости доработки методики, применяемой в ANSYS только для анализа шума в низкочастотном диапазоне. Методика анализа напряженного состояния воздушной среды[1] является более сложной и трудоемкой, так как требует организации перехода к взаимодействию системы «твердое тело-воздушная среда» и не находит широкого распространения.

Поэтому направлением дальнейших исследований является модификация используемой методики пакета ANSYS для низкочастотного диапазона шума.

Список литературы

1. Санников В.А., Яковлев А.П. Разработка методики расчёта структурного шума как колебаний связанных упругих сред. //Наука и технологии. Краткие сообщения XXXIII Всероссийской конференции по проблемам науки и технологий. Том 2. – Миасс: МСНТ, 2013г.-С. 36-38
2. Санников В.А., Яковлев С.П. Численно-экспериментальное обоснование методики расчёта структурного шума как колебаний связанных сред. / Мат. докл. межд. конф. «Восьмые Окуневские чтения» 25-28 июня 2013г.: –СПб.: БГТУ, 2013, с. 267-269.
3. Самойлов В.О., Пономаренко Г.Н., Енин Л.Д. Низкочастотная биоакустика. - С-Пб.: Изд-во Реверс, 1994 г.-215с.
4. Иванов, Н.И., Никифоров, А.С. Основы виброакустики.: Санкт-Петербург: Изд-во Политехника, 2000, 482 стр.

5. Колесников И.В., Пронников, Ю.В., Чукарин, А.Н. Основы акустического дизайна кабин водителя (теория и практика) Ростов-на-Дону: Изд-во ДГТУ, 2012 г., 120.с.
6. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 3. М.: Изд-во Машиностроение, 1968. – 567с.
7. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Изд-во Машиностроение, 1985. 472 с.

References

1. Sannikov V.A., YAKovlev A.P. Razrabotka metodiki raschyota strukturnogo shuma kak kolebaniy svyazannyh uprugih sred. //Nauka i tekhnologii. Kratkie soobshcheniya XXXIII Vserossijskoj konferencii po problemam nauki i tekhnologij. Tom 2. – Miass: MSNT, 2013g.-S. 36-38
2. Sannikov V.A., YAKovlev S.P. CHislenno-eksperimental'noe obosnovanie metodiki raschyota strukturnogo shuma kak kolebaniy svyazannyh sred. / Mat. dokl. mezhd. konf. «Vos'mye Okunevskie chteniya» 25-28 iyunya 2013g.: –SPb.: BGTU, 2013, s. 267-269.
3. Samojlov V.O., Ponomarenko G.N., Enin L.D. Nizkochastotnaya bioakustika. -S-Pb.: Izd-vo Revers, 1994 g.-215s.
4. Ivanov, N.I., Nikiforov, A.S. Osnovy vibroakustiki.: Sankt-Peterburg: Izd-vo Politehnika, 2000, 482 str.
5. Kolesnikov I.V., Pronnikov, YU.V., CHukarin, A.N. Osnovy akusticheskogo dizajna kabin voditelya (teoriya i praktika) Rostov-na-Donu: Izd-vo DGTU, 2012 g., 120.s.
6. Birger I.A., Panovko YA.G. Prochnost', ustojchivost', kolebaniya. Spravochnik v trekh tomah. Tom 3. М.: Izd-vo Mashinostroenie, 1968. – 567s.
7. Timoshenko S.P., YAng D.H., Uiver U. Kolebaniya v inzhenernom dele. М.: Izd-vo Mashinostroenie, 1985. 472 s.