

**СТРУКТУРНЫЙ ШУМ И УЛУЧШЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК**

Н.Д. Чайнов

ndchainov@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

**Аннотация**

Снижение шума, возникающего при работе различных машин и механизмов, — это актуальная задача, в частности, применительно к энергетическим установкам и прежде всего к двигателям внутреннего сгорания. Излучение звука при вибрации поверхностей корпусных деталей является одним из основных проявлений шума работающего двигателя и называется структурным шумом. Численными методами определены вибрации наружных поверхностей сложных корпусных деталей и рассчитаны их акустические характеристики. При этом весьма эффективной оказалась реализация сочетания методов конечных и граничных элементов, использованных при расчете вибраций элементов конструкции и структурного шума соответственно. Приведены результаты расчетного анализа структурного шума применительно к ряду автомобильных двигателей

**Ключевые слова**

*Акустика, шум, вибрация, звуковое давление, собственные частоты и формы колебаний, методы конечных и граничных элементов*

Поступила 12.04.2017

© Автор(ы), 2019

Современные энергетические установки транспортного назначения с учетом широкого их применения в различных областях деятельности человека при работе оказывают заметное отрицательное воздействие на окружающую среду и человека. Кроме токсичных веществ, выбрасываемых энергоустановками при работе и, прежде всего, двигателями внутреннего сгорания, имеет место и акустическое (шум) воздействие на человека, создающее дискомфорт и наносящее вред здоровью людей, находящихся вблизи от работающих энергоустановок с поршневыми двигателями. Акустические характеристики транспортных средств строго регламентированы стандартами, и их улучшение имеет важное значение для получения необходимых потребительских свойств вновь создаваемых двигателей различных типов и назначения.

В настоящее время источники шума, создаваемого двигателями внутреннего сгорания, подразделяют на аэродинамические, когда причиной

возникновения шума являются колебания газа, и структурные. В последнем случае причина шума — это колебания поверхностей элементов конструкции. Экспериментальные исследования [1] показывают, что структурный шум создает порядка половины общего шума автомобильного дизеля. Таким образом, умение оценивать уровень структурного шума, создаваемого с учетом особенностей конкретной конструкции, и оценка параметров конструкции в целях уменьшения структурного шума при работе двигателя представляются весьма актуальными. Благодаря развитию вычислительной техники в настоящее время открылись широкие возможности для использования математического моделирования в целях совершенствования конструкции базовых деталей, направленного на улучшение акустических характеристик энергоустановок.

Определение вибраций наружных поверхностей сложных конструкций при анализе их вынужденных колебаний проводится с помощью численных методов [2]. На практике используются два численных метода расчета звукового поля объекта — методы конечных и граничных элементов (МКЭ и МГЭ), каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки и свою область применения. Достоинства МКЭ широко известны, что касается МГЭ, то здесь следует отметить в первую очередь уменьшение на единицу размерности решаемой задачи и меньшие по сравнению с МКЭ затраты на вычисления при получении результатов одной точности. При этом меньшие вычислительные затраты применительно к расчетам структурного шума сложных конструкций являются решающим доводом в пользу применения МГЭ. Преимущества МГЭ связаны и с частотным диапазоном, в котором на практике требуется выполнять вычисления при оценке структурного шума. Например, для поршневых двигателей это 0,3...4 кГц. Исходя из условия пространственной аппроксимации гармонической волны длиной  $\lambda$ , максимально допустимый размер элементов  $l_{\text{эле}} < \lambda/6$  [3]. На верхней границе указанного частотного диапазона при расчете структурного шума размер конечно-элементной сетки в 1000 раз и более размера сетки граничных элементов. При использовании МКЭ применительно к задаче о вынужденной вибрации механической системы, порождающей структурный шум, система уравнений, подлежащая решению, имеет вид

$$\left[ -\omega^2[M] - i\omega[C] + [K] \right] \{\tilde{u}\} = \{\tilde{F}\}, \quad (1)$$

где  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$  — соответственно матрицы массы, демпфирования и жесткости;  $\{\tilde{u}\}$  и  $\{\tilde{F}\}$  — векторы комплексных амплитуд перемещений и гармонических составляющих возмущающих сил.

Применяемые на практике конечно-элементные модели имеют сотни тысяч степеней свободы, поэтому полное решение системы (1) для большого числа гармоник представляется весьма ресурсоемким. В связи с этим при решении подобных задач нашел применение метод суперпозиции собственных форм колебаний [4]. При этом значительно сокращаются временные затраты при получении приемлемой точности решения (1). Комплексные амплитуды вынужденных колебаний представляются с помощью суперпозиции  $n$  форм собственных колебаний:

$$\{\tilde{u}\} = \sum_{j=1}^n \tilde{\lambda}_j \{u_j\}, \quad (2)$$

где  $\tilde{\lambda}_j$  — комплексный коэффициент участия в вынужденных колебаниях  $j$ -й формы собственных колебаний  $\{u\}$  на частоте  $\omega_j$ .

Комплексные коэффициенты  $\tilde{\lambda}_j$  определяются по формуле

$$\tilde{\lambda}_j = \frac{\{\tilde{F}\}^T \{u_j\}}{\omega_j^2 + 2i\omega\omega_j\xi_j - \omega^2}, \quad (3)$$

где  $\xi_j$  — коэффициент относительного (модального) демпфирования.

При применении метода суперпозиции собственных форм, не уточняя закон демпфирования, используют коэффициенты модального демпфирования [5]

$$\xi_j = \frac{\psi(\omega_j)}{4\pi}, \quad (4)$$

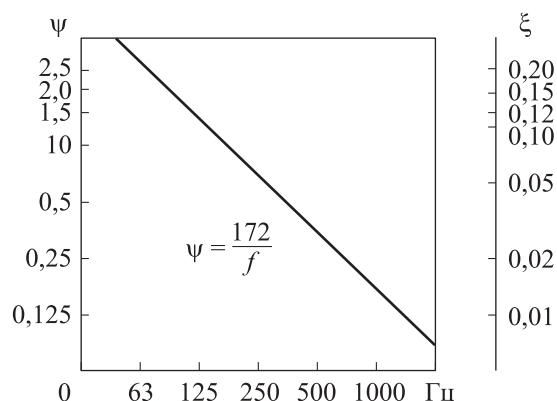
где  $\psi(\omega_j)$  — коэффициент потерь энергии при колебаниях.

Так, в случае литой блок-картерной конструкции корпуса автомобильного двигателя экспериментально получена формула определения коэффициента потерь  $\psi(f) = 172/f$ , где  $f = \omega/(2\pi)$  — частота вынужденных колебаний.

На рис. 1 приведена эмпирическая зависимость коэффициента потерь энергии колебаний  $\psi$  и относительного коэффициента демпфирования  $\xi$  от частоты [6], при этом по обеим осям используются логарифмические координаты.

Частоты  $\omega_j$  и формы  $u_j$  собственных колебаний консервативной системы, излучающей структурный шум, определяются МКЭ при решении матричной системы уравнений свободных колебаний:

$$[-\omega^2 [M] + [K]]\{\tilde{u}\} = 0. \quad (5)$$



**Рис. 1.** Зависимости коэффициента потерь энергии колебаний  $\psi(t)$  и относительного коэффициента демпфирования  $\xi$  от частоты

Задача излучения звука наружными поверхностями конструкции (корпусными деталями), совершающими колебания, сводится к определению поля звукового давления  $\tilde{p}(x, y, z)$ , получаемого при решении уравнения Гельмгольца:

$$\Delta \tilde{p}(x, y, z) + K^2 \tilde{p}(x, y, z) = 0, \quad (6)$$

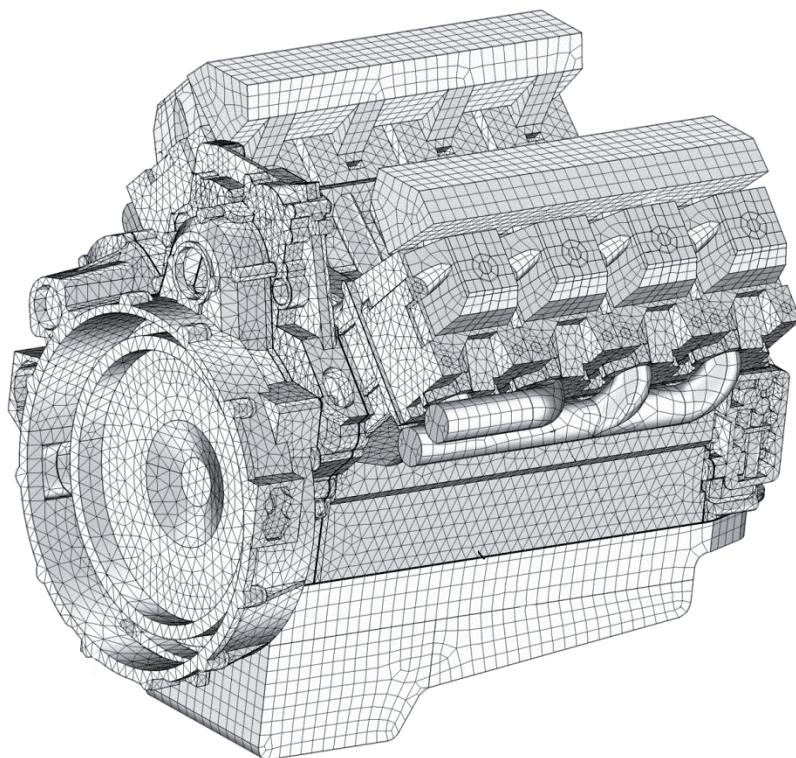
где  $K = \omega/c$  ( $c$  — скорость звука в окружающей среде). На наружной поверхности конструкции задаются граничные условия [11]

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial n}(x, y, z) = -i\omega \rho \tilde{v}_n(x, y, z), \quad (7)$$

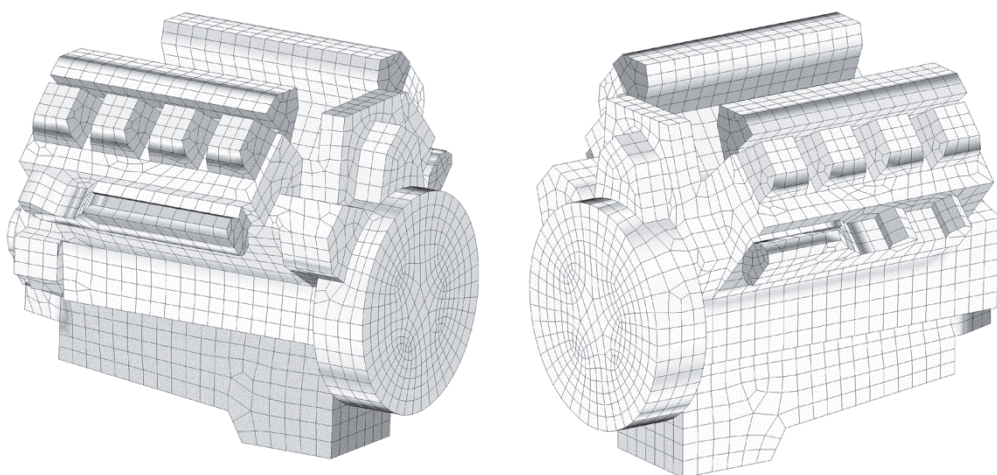
где  $\tilde{v}_n(x, y, z)$  — комплексная скорость колебания наружной поверхности в направлении нормали  $n$ ;  $\rho$  — плотность окружающей среды.

Полученные ранее значения вибраций поверхностей конструкции используются при назначении граничных условий (7). При решении задачи об излучении структурного шума, как отмечалось ранее, наиболее перспективным представляется метод граничных элементов. Используются трех- и четырехугольные граничные элементы, величина неизвестной функции принимается постоянной в пределах элемента. В рассматриваемом случае реализован вариант прямого МГЭ (ПМГЭ) [7], когда неизвестными являются комплексные амплитуды звукового давления  $\tilde{p}(\xi_j)$  в контрольных точках  $\xi_j$  внутри граничного элемента.

В качестве примера рассмотрена задача определения структурного шума 8-цилиндрового V-образного отечественного автомобильного дизеля типа 8ЧН12/13. На рис. 2, 3 приведены конечно-элементная и гранично-



**Рис. 2.** Конечно-элементная модель корпусных деталей дизеля 8ЧН 12/13



**Рис. 3.** Гранично-элементная модель корпусных деталей дизеля 8ЧН 12/13 для расчета структурного шума

элементная модели, содержащие 282 тыс. конечных элементов и 4,4 тыс. граничных элементов. Модели включали в себя основные корпусные детали дизеля, имеющие значительную площадь наружной поверхности.



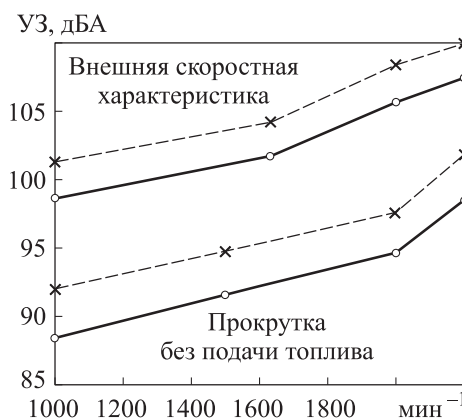
При проведении расчетов применительно к различным вариантам конструкции использовался метод передаточных функций, позволяющий исключить повторное выполнение ряда вычислительных операций и существенно ускоряющий расчет [8, 9]. Расчеты проводились в акустических октавах 63...2000 Гц. На рис. 4 показано сравнение результатов расчета с экспериментом. По оси абсцисс отложены значения оборотов коленчатого вала в минуту ( $\text{мин}^{-1}$ ), что повсеместно принято в литературе по двигателям внутреннего сгорания.

Расхождение результатов расчета и эксперимента связано с дефицитом экспериментальных данных по демпфированию корпусных деталей рассмотренной конструкции. Рассмотренная математическая модель может использоваться как при модернизации существующих, так и при создании новых конструкций [10]. Так, при введении дополнительного оребрения корпуса опытного рядного автомобильного дизеля 4ЧН 10,2/12,2 удалось уменьшить на 2,4 дБА структурный шум на номинальном режиме работы.

**Заключение.** Предложена методика расчета структурного шума поршневых двигателей внутреннего сгорания с использованием сочетания метода конечных и граничных элементов на разных этапах моделирования структурного шума двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тольский В.Е., Конев А.Д. Шум и вибрация автомобильных двигателей. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-14. Двигатели внутреннего сгорания. М., Машиностроение, 2013, с. 560–595.
- [2] Чайнов Н.Д., Руссинковский В.С. Математическое моделирование структурного шума и вибрации транспортного двигателя. Вопросы строительной механики и надежности машин и конструкций. *Сб. науч. тр. МАДИ*. М., Изд-во МАДИ, 2008.
- [3] Seybert A., Wu T., Li W. Acoustical prediction for structural radiation and propagation in automotive applications. *SAE Techn. Paper*, 1989, no. 891169, pp. 427–435. DOI: 10.4271/891169
- [4] Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1980.



**Рис. 4.** Средние уровни звука (УЗ) внешнего шума дизеля по результатам расчетов (x) и эксперимента (o)

- [5] Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М., Физматгиз, 1960.
- [6] Алексеев И.В., Бирзи А.Х. Методика и некоторые результаты определения коэффициента потерь энергии колебаний в конструкции ДВС. Рабочие процессы в ДВС и их агрегатах. *Сб. науч. тр. МАДИ*. М., Изд-во МАДИ, 1987.
- [7] Бреббия К., Уокер С. Применение метода граничных элементов в технике. М., Мир, 1982.
- [8] Рабинер Л., Гоулд Б. Теория и применение цифровой обработки сигналов. М., Мир, 1978.
- [9] Руссинковский В.С., Чайнов Н.Д. Использование метода передаточных функций при численном расчете вибрации и структурного шума блока цилиндров автомобильного двигателя. *Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотракторных средств. Материалы X МНТК — Владимир*, 2004, с. 289–291.
- [10] Чайнов Н.Д., Руссинковский В.С. Методы расчета структурного шума быстроходных дизелей. Образование через науку. *Сб. докл. междунар. симп. «175-летие МГТУ им. Н.Э. Баумана»*, М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006, с. 351–357.
- [11] Скучик Е. Основы акустики. М., Мир, 1976.

**Чайнов Николай Дмитриевич** — д-р техн. наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Чайнов Н.Д. Структурный шум и улучшение акустических характеристик транспортных энергоустановок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 1, с. 120–128. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-1-120-128

**STRUCTURE-BORNE NOISE AND IMPROVING ACOUSTIC PROPERTIES OF VEHICLE-MOUNTED POWER PLANTS**

**N.D. Chainov**

ndchainov@yandex.ru

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

**Abstract**

Reducing noise generated by the operation of various machines and mechanisms is an important problem, in particular in the field of power plants and, first and foremost, internal combustion engines. Noise generation due to surface vibrations in the housing is called structure-borne noise, which is one of the main

**Keywords**

*Acoustics, noise, vibration, sound pressure, vibration eigenfrequencies and eigenmodes, finite element and boundary element methods*

manifestations of noise emerging during engine operation. We used numerical methods to determine the vibrations in external surfaces of complex-shaped engine housing parts and compute their acoustic properties. Our implementation of combined finite and boundary element methods to compute vibration parameters of structural elements and structure-borne noise respectively turned out to be quite efficient. We present the results of computational analysis of structure-borne noise for a range of automotive engines

Received 12.04.2017

© Author(s), 2019

---

## REFERENCES

- [1] Tol'skiy V.E., Konev A.D. Shum i vibratsiya avtomobil'nykh dvigateley. [Noise and vibration of car engines]. Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Mechanical engineering encyclopaedia. Vol. IV-14. Combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie, 2013, pp. 560–595.
- [2] Chaynov N.D., Russinkovskiy V.S. Matematicheskoe modelirovanie strukturnogo shuma i vibratsii transportnogo dvigatelya [Mathematical modelling of vehicle structural noise and vibration]. Voprosy stroitel'noy mekhaniki i nadezhnosti mashin i konstruksiy. *Sb. nauch. tr. MADI* [Problems of structural mechanics and machines and constructions reliability. Proc. MADI]. Moscow, MADI Publ., 2008 (in Russ.).
- [3] Seybert A., Wu T., Li W. Acoustical prediction for structural radiation and propagation in automotive applications. *SAE Techn. Paper*, 1989, no. 891169, pp. 427–435. DOI: 10.4271/891169
- [4] Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy [Theory of mechanical oscillations]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980.
- [5] Panovko Ya.G. Vnutrennee trenie pri kolebaniyakh uprugikh system [Internal friction in elastic system oscillations]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960.
- [6] Alekseev I.V., Birzi A.Kh. Metodika i nekotorye rezul'taty opredeleniya koeffitsienta poter' energii kolebaniy v konstruksii DVS [Methods and some results of determination of oscillation energy loss coefficient in ICE construction]. Rabochie protsessy v DVS i ikh agregatakh. *Sb. nauch. tr. MADI* [Working processes in ICE and its aggregates. Proc. MADI]. Moscow, MADI Publ., 1987 (in Russ.).
- [7] Brebbia C.A., Walker S. Boundary Element Techniques in Engineering. Newnes, 1980.
- [8] Rabiner L.R., Gold B. Theory and application of digital signal processing. Prentice Hall, 1975.
- [9] Russinkovskiy V.S., Chaynov N.D. [Using transfer functions method for numerical calculation of vibration and structural noise in engine block]. *Aktual'nye problemy upravleniya kachestvom proizvodstva i ekspluatatsii avtotraktornykh sredstv Materialy X MNTK* [Actual problems of production quality management and motor transport exploitation. Proc. X MNTK]. Vladimir, 2004, pp. 289–291 (in Russ.).



[10] Chaynov N.D., Russinkovskiy V.S. [Methods for calculation structural noise of high-speed diesels]. *Obrazovanie cherez nauku. Sb. dokl. mezhdunar. simp. "175-letie MGTU im. N.E. Baumana"* [Education throughout science. Proc. Int. symp. "175-abbiversary of Bauman MSTU"]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006, pp. 351–357 (in Russ.).

[11] Skudrzyk E. The foundations of acoustics: basic mathematics and basic acoustics. Springer, 1972.

**Chainov N.D.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Piston Engines, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Chainov N.D. Structure-Borne Noise and Improving Acoustic Properties of Vehicle-Mounted Power Plants. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 1, pp. 120–128 (in Russ.).

DOI: 10.18698/0236-3941-2019-1-120-128

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
press@bmstu.ru  
<http://baumanpress.ru>

---

Подписано в печать 04.02.2019  
Формат 70 × 108/16  
Усл.-печ. л. 11,2

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
baumanprint@gmail.com