

АНАЛИЗ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф., Л.Л. Мягков, канд. техн. наук, В.С. Руссинковский, асп.,
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия*

Постановка проблемы и ее связь с научно - техническими задачами

Снижение структурного шума автомобильного двигателя как одного из компонентов шума двигателя является актуальной проблемой, без решения которой нельзя достигнуть высокой акустической комфортабельности в салонах современных транспортных средств. Отраслевые стандарты предъявляют повышенные требования к шуму вновь проектируемых двигателей [1]. Структурный шум двигателя, возникающий в моторной секции, проникает в кабину и значительно воздействуют на акустический комфорт в диапазоне частот от 500 до 4000 Гц. Численное моделирование вибрации и структурного шума на ранних стадиях проектирования позволяет предсказать вибро - акустические характеристики двигателя и, соответственно, снизить затраты на экспериментальную доводку. В настоящей статье рассматривается численное моделирование структурного шума и вибрации методами граничных и конечных элементов.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Существует значительное количество публикаций по вопросам математического моделирования структурного шума (например [2]). Общепринятым является применение метода конечных элементов для решения подобных задач. Однако развитие вычислительной техники позволяет усложнять применяемые модели. Если в работах прошлых лет (например [3], [4]) применялись балочно-оболочечные модели, то в настоящей работе применяются трехмерные конечные элементы, позволяющие подробно моделировать конструкцию корпусных деталей. В настоящей работе также используется метод граничных элементов, ко-

торый пока мало распространен вследствие достаточно сложной математической формулировки. По мнению авторов, применение метода граничных элементов для расчета структурного шума является перспективным.

Структурная модель двигателя

Структурная модель двигателя, которая была использована (рис.1), состоит из блока цилиндров 1, головок цилиндров 2, картера маховика 3 и передней крышки 4. Конечно-элементная модель (рис. 2) содержит порядка 40 тыс. узлов и 100 тыс. конечных элементов.

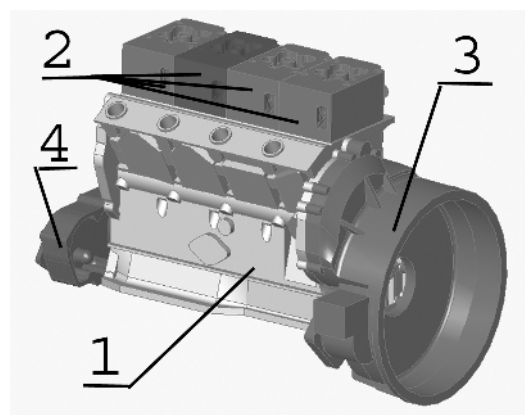


Рис. 1. Структурная модель двигателя:

- 1 – блок-картер двигателя;
- 2 – головки цилиндров;
- 3 – картер маховика;
- 4 – передняя крышка.

Акустическая модель двигателя

Акустическая модель двигателя (рис. 3) состоит из порядка 2000 граничных элементов. Упрощение геометрии гранично-элементной модели, применяемой для расчета излучения шума, по сравнению с конечно-элементной, применяемой для расчета вибрации, возможно благодаря тому, что размеры удаленных

для упрощения элементов конструкции много меньше размеров акустической волны. Виброскорость колебаний поверхности двигателя, используемая в качестве граничных условий при расчете излучения шума, определяется интерполяцией результатов, полученных в конечно-элементном расчете вибрации. Гранично-элементные расчеты были проведены с помощью программного пакета для расчетов непрямым методом граничных элементов, разработанного авторами.

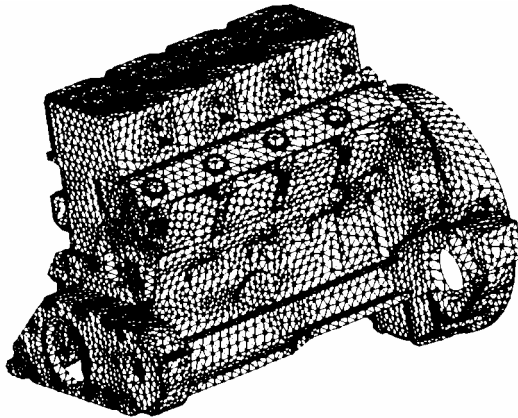


Рис. 2. Конечно-элементная модель двигателя

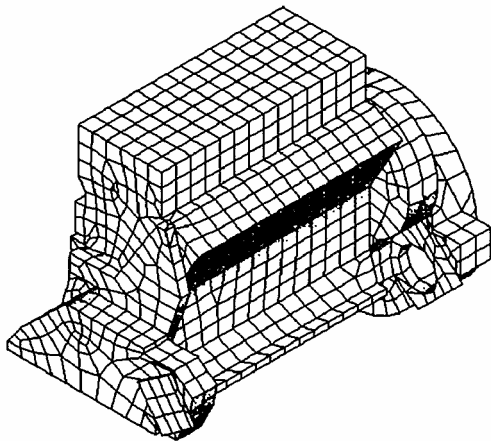


Рис. 3. Гранично-элементная модель двигателя

В данном программном пакете используется математический аппарат, подробно изложенный в монографии [5].

Основные уравнения непрямого метода граничных элементов

Распространение акустических волн малой амплитуды описывается волновым уравнением:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \nabla^2 p, \quad (1)$$

где $p(x,t)$ - давление,

c – скорость звука в среде.

Для случая гармонических колебаний с постоянной частотой волновое уравнение может быть упрощено и принимает вид уравнения Гельмгольца для трехмерного пространства:

$$\Delta \Psi + k^2 \Psi = 0, \quad (2)$$

где $k = \frac{\omega}{c}$ - волновое число,

$\omega = 2\pi f$ - круговая частота,

Ψ - потенциал акустического поля.

Комплексная амплитуда давления вычисляется как:

$$p = j\omega\rho\Psi, \quad (3)$$

где ρ - плотность акустической среды,

j – мнимая единица

В качестве граничных условий используется следующее соотношение:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n} = -V_n, \quad (4)$$

где $\frac{\partial \Psi}{\partial n}$ - градиент акустического потенциала по нормали к поверхности,

V_n – проекция виброскорости колебаний конструкции на нормаль к поверхности.

Непрямой метод граничных элементов использует сингулярное фундаментальное решение $G(x, \xi)$ трехмерного уравнения Гельмгольца (2) и его производную $F(x, \xi)$:

$$G(x, \xi) = \frac{1}{4\pi r} e^{-jkr}, \quad (5)$$

$$F(x, \xi) = \frac{\partial G(x, \xi)}{\partial n}. \quad (6)$$

Акустический потенциал Ψ и его производная $\frac{\partial \Psi}{\partial n}$ вычисляются для произвольной точки пространства, используя поверхностные интегралы:

$$\Psi(x) = \iint G(x, \xi) \epsilon(\xi) dS, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n}(x) = \iint F(x, \xi) e(\xi) dS, \quad (8)$$

где $e(\xi)$ – плотность мнимых источников акустического потенциала, расположенных на границе расчетной области.

Таким образом, решение состоит в численной аппроксимации и отыскании плотности мнимых источников акустического потенциала $e(\xi)$.

Одноточечный граничный элемент

В программном пакете используется треугольный граничный элемент с однородной плотностью мнимых источников акустического потенциала $e(\xi) = e_i$ (рис. 4). Элемент имеет одну степень свободы. В качестве контрольной точки используется центр масс. Гранично-элементная сетка была создана на основе треугольных оболочечных элементов в препроцессоре конечно-элементного пакета.

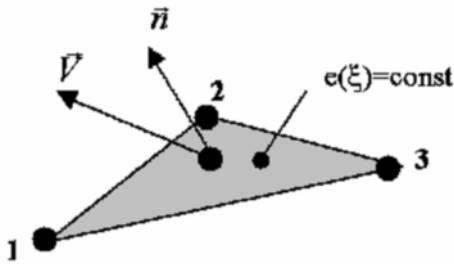


Рис. 4. Треугольный граничный элемент с одной степенью свободы

Осредненная по узлам амплитуда перемещений в элементе вычисляется как

$$\bar{u}_i = \frac{1}{3}(\bar{u}_{1i} + \bar{u}_{2i} + \bar{u}_{3i}). \quad (9)$$

Осредненная скорость колебаний элемента вычисляется как

$$\bar{V}_i = 2\pi f \cdot \bar{u}_i. \quad (10)$$

С помощью скалярного произведения определяется проекция виброскорости на нормаль к поверхности:

$$V_n = \bar{V}_i \cdot \bar{n}. \quad (11)$$

Выполняется переход от аналитических интегралов (7) и (8) к их дискретным аналогам:

$$\Psi(x_i) = \sum P_{ij} \cdot e_j, \quad (12)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial n}(x_i) = \sum Q_{ij} \cdot e_j, \quad (13)$$

где P_{ij} и Q_{ij} – матрицы комплексных коэффициентов, которые показывают влияние плотности источников акустического потенциала j -го элемента на потенциал Ψ и его производную $\frac{\partial \Psi}{\partial n}$ в контрольной точке i -го элемента.

Коэффициенты матрицы вычисляются трехточечным численным интегрированием, за исключением несобственных интегралов Q_{ii} , которые равны $-1/2$

В соответствии с (4) и (13) мы можем определить плотности мнимых источников потенциала e_i в элементах, используя следующую систему уравнений:

$$[Q_{ij}] \cdot (e_j) = -(V_{nj}). \quad (14)$$

После решения системы уравнений (14), комплексные амплитуды давления в контрольных точках граничных элементов могут быть определены используя соотношения (3) и (12):

$$(p_j) = j\omega\rho \cdot [P_{ij}] \cdot (e_j). \quad (15)$$

Интенсивность звукового излучения в контрольных точках может быть определена как комплексно-сопряженное произведение:

$$I_i = p_i \cdot V_{ni}^*. \quad (16)$$

Соотношение (15) может быть также использовано для определения комплексной амплитуды давления в произвольной точке пространства:

$$p_K = j\omega\rho \cdot \sum P_{Kj} \cdot e_j, \quad (17)$$

где вектор комплексных коэффициентов P_{Kj} определяется численным интегрированием.

Взаимодействие математических моделей и основные этапы решения

Для проведения расчета структурного шума и вибрации необходимо связать несколько математических моделей (рис. 5).

На первом этапе необходимо построить математические модели возбуждения вибрации корпусных де-

талей вследствие неуравновешенности движущихся деталей и переключений поршней (механический шум) и сил давления газа (шум рабочего процесса).

На втором этапе необходимо провести расчет вибрации корпусных деталей по принятым моделям возбуждения вибрации.

На третьем этапе необходимо провести расчет излучения шума поверхностью корпусных деталей, используя результаты расчета колебаний, полученные на втором этапе.

На основе расчета излучения шума определяются интегральные характеристики шума, позволяющие сопоставить результаты расчета с данными, получаемыми при экспериментальных измерениях.

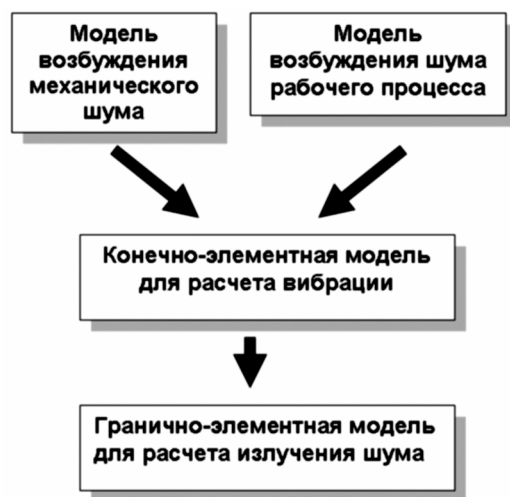


Рис. 5. Последовательность расчета структурного шума и вибрации блок картера автомобильного двигателя

Результаты расчета структурного шума

Расчетный анализ эффективности применения дополнительных ребер жесткости для снижения структурного шума (рис. 6,7) служит примером практического применения математической модели.

Были рассчитаны поля интенсивности звукового излучения гармоник вынужденных колебаний (рис. 9). Интегрированием интенсивности звукового излучения по площади поверхности корпусных деталей определены мощности звукового излучения гармоник вынужденных колебаний. На рис. 8 представлено сравнение мощностей звукового излучения гармоник вынужденных колебаний в октаве 1 кГц для

блока двигателя без дополнительных ребер и с дополнительными ребрами.

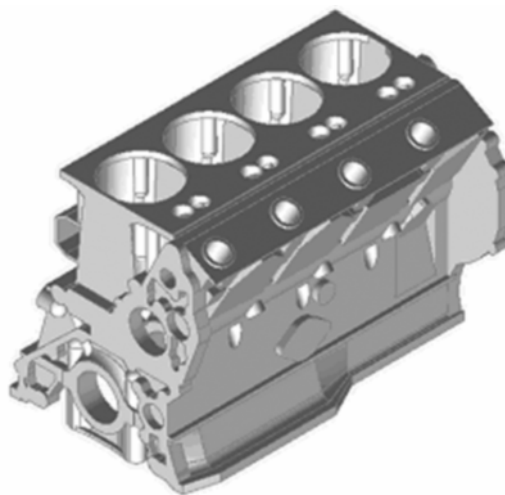


Рис. 6. Блок цилиндров двигателя без дополнительных ребер жесткости

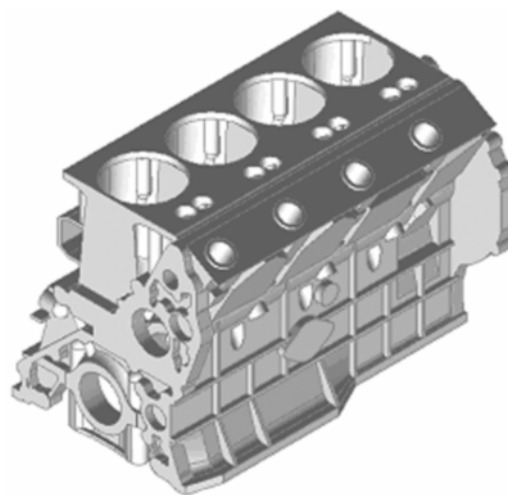


Рис. 7. Блок цилиндров двигателя с дополнительными ребрами жесткости

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Численное моделирование может эффективно использоваться для предсказания виброакустических характеристик на ранних стадиях проектирования двигателей, что позволяет существенно снизить затраты на экспериментальную доводку.

Дальнейшее развитие исследование связано :

- 1) с усложнением используемых моделей возбуждения вибрации корпусных деталей, учетом воздействия на вибрацию работы агрегатов двигателя;

Спектр уровня звуковой мощности шума дизеля



Рис. 8. Акустическая мощность L_w [дБА] гармоник вынужденных колебаний в октаве 1 кГц блока без и с дополнительными ребрами жесткости

- 2) учетом влияния деталей кривошипно-шатунного механизма на жесткость корпусных деталей;
- 3) совершенствованием моделей демпфирования механических колебаний в двигателе;
- 4) учетом непостоянства частоты вращения коленчатого вала двигателя и разброса функции изменения давления от времени по циклам.

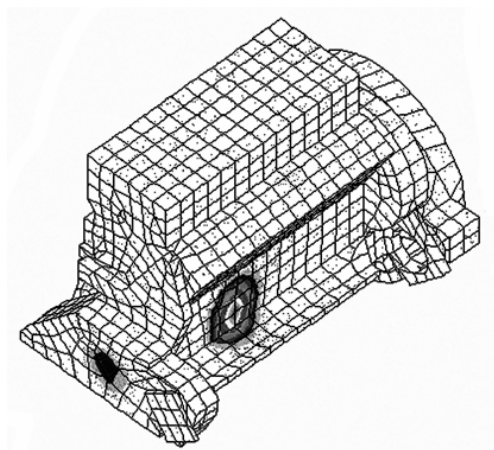


Рис. 9. Интенсивность излучения звука одной из гармоник вынужденных колебаний

2. Die Akustikanalyse von Verbrennungsmotoren // MTZ : Motortechnische Zeitschrift. Stuttgart.- 1995.- Vol. 56, № 4.- P. 225-227.

3. Шатров М.Г., Труш А.Ю. Конечно-элементная модель блок-картера V-образного дизеля для исследования его вибро-акустических характеристик.// Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр.- М.: МАДИ, 1988.- С. 15-18.

4. Шатров М.Г., Галевко Ю.В., Слуцкий Л.О. Исследование виброакустических характеристик блок-картера дизеля 6Ч 11/12.5 // Повышение эффективности работы автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр.- М.: МАДИ, 1988.- С. 19-21.

5. Бенерджи П. Баттерфилд Р. Метод граничных элементов в прикладных науках / Пер. с англ.- М.: Мир, 1984.- 494 с.

Поступила в редакцию 01.06.03

Литература

1. ОСТ 37.001.266-83. Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения.

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор А.П. Марченко, Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков; канд. техн. наук, доцент А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.