

08-

На правах рукописи
УДК 621.436

Руссинковский Виталий Сергеевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА ВИБРАЦИИ И
СТРУКТУРНОГО ШУМА КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 2005

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор технических наук,
засл. деят. науки РФ,
профессор Чайнов Н.Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Тольский В.Е.

кандидат технических наук,
профессор Шатров М.Г.

Ведущая организация: ОАО «Автодизель» (ЯМЗ)

Защита диссертации состоится «09» июня 2005 г. в 14⁰⁰
на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском
государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:
105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд.
947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.
Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, ул. 2-ая
Бауманская, д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю
диссертационного совета Д212.141.09

Автореферат разослан «04» мая 2005 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент



Тумашев Р.З.

ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ ОБОЗНАЧЕНИЯ

МКЭ - метод конечных элементов

ПМГЭ - прямой метод граничных элементов

НМГЭ - непрямой метод граничных элементов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Современное законодательство в области экологии характеризуется повышенными требованиями к предельно допустимому внешнему шуму автомобиля, одним из основных источников которого является двигатель. В России введен ГОСТ Р41-51, соответствующий Директиве №51 ЕЭК ООН, который устанавливает предельно допустимый внешний шум автомобиля с дизельным двигателем 75...82 дБА в зависимости от категории автотранспортного средства. В то же время экономика требует дальнейшего повышения мощности двигателей, что без принятия соответствующих мер ведет к повышению шума.

Излучение звука вследствие вибрации наружных поверхностей корпусных деталей является одним из основных источников шума дизеля, называемым структурным шумом. Снижение структурного шума, которое может быть достигнуто рациональной конструкцией корпусных деталей, содержит в себе возможности значительного снижения шума дизеля.

Расчет структурного шума позволяет заложить оптимальные виброакустические характеристики корпусных деталей уже на ранних стадиях проектирования двигателя, в то время как существенно изменить их конструкцию на этапе экспериментальной доводки затруднительно.

Для расчета структурного шума должны быть выполнены два последовательных этапа - расчет вибрации корпусных деталей под действием вызывающих ее механических источников и расчет излучения звука наружными поверхностями вибрирующих корпусных деталей.

На сегодняшний день методы расчета структурного шума корпусных деталей дизелей разработаны недостаточно. Созданию аналитических методов расчета вибрации и излучения звука препятствует сложная геометрическая форма корпусных деталей. Поэтому наиболее перспективным представляется применение численных методов - метода конечных элементов для расчета вибрации и метода граничных элементов для расчета излучения структурного шума. Метод конечных элементов уже достаточно широко используется в машиностроении для решения задач прочности и динамики, в то время как использование метода граничных элементов, позволяющего эффективно решать задачи излучения звука, еще недостаточно.

С использованием методов конечных и граничных элементов может быть создана эффективная методика анализа структурного шума корпусных деталей двигателей, которая позволит определять их вибро-акустические характеристики при проектировании новых или модернизации существующих двигателей, значительно сократив объем натурных испытаний.

Целью настоящей диссертации является разработка метода расчета вибрации и структурного шума, излучаемого корпусными деталями автомобильного дизеля, позволяющего на базе методов конечных и граничных элементов анализировать влияние на вибрацию и структурный шум конструкции и условий работы корпусных деталей, механизмов двигателя, параметров рабочего процесса двигателя.

Для достижения указанной цели необходимо решение следующих задач. Проведение анализа основных источников вибрации корпусных деталей дизелей. Построение математических моделей основных источников вибрации. Анализ численных методов, применяемых для расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей дизелей. Разработка алгоритма применения метода конечных элементов к расчету вибрации корпусных деталей автомобильных дизелей. Разработка алгоритма применения метода граничных элементов к расчету излучения звука корпусными деталями автомобильных дизелей. Проведение экспериментальных исследований, подтверждающих адекватность результатов расчета разработанным методом.

Методы исследования. В работе используются методы расчетного и экспериментального исследования. Экспериментальные исследования были выполнены на ЯМЗ и ЗРД КАМАЗ.

Достоверность результатов разработанного метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей подтверждена сходимостью расчетных результатов с экспериментальными.

Научная новизна. На основе метода передаточных функций и современных численных методов разработана методика и алгоритм расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей с учетом сил и моментов КШМ, включая вторичную динамику поршневой группы.

Практическая значимость работы. Разработанный метод позволяет рассчитывать вибрацию и структурный шум корпусных деталей автомобильных дизелей при проектировании. Применение метода позволяет сократить затраты на изготовление опытных образцов корпусных деталей и проведение натурных экспериментов по доводке вибро-акустических ха-

рактических корпусных деталей автомобильных дизелей. Разработана модель учета влияния вращающегося коленчатого вала на жесткость и инерцию корпусных деталей. Предложен алгоритм расчета вынужденных колебаний МКЭ на основе метода суперпозиции собственных частот и форм колебаний корпусных деталей. ПМГЭ адаптирован к задаче расчета структурного шума корпусных деталей с помощью применения схемы обеспечения однозначности решения на произвольных частотах. Разработан программный комплекс, реализующий расчеты.

Реализация работы. Результаты работы использованы в научно-исследовательских работах, проводимых ГНУ НИИЭМ МГТУ им. Н.Э.Баумана для ОАО «Автодизель» (ЯМЗ) в 2003-2005 годах.

Апробация работы. Основные результаты работы были доложены на XX научной конференции «CAD-FEM User's Meeting», Фридрихсхафен, Германия; VI международном симпозиуме «Transport Noise and Vibration», Санкт-Петербург, Россия; VIII и IX Международных конгрессах двигателестроителей, Рыбачье, Украина; научно-технических конференциях МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ (ТУ), МАМИ, Владимирском государственном университете, Рязанском военном автомобильном институте.

Публикации. По результатам исследований, вошедших в диссертацию, опубликовано 5 работ.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 182 страницах и содержит введение, четыре главы основного содержания, основные выводы и результаты, заключение, список использованной литературы из 173 наименований и приложения. Диссертация содержит 67 рисунков и 14 таблиц.

В первой главе проведен обзор источников структурного шума и методов его расчета. На основе публикаций, посвященных экспериментальному исследованию структурного шума, даны качественные и количественные характеристики структурного шума в автомобильных дизелях, создаваемого: силами давления газа и инерции; перекадками поршней; пульсациями давления при сгорании топлива; неравномерностью крутящего момента на валах, вызванной работой топливного насоса и механизма газораспределения; импульсами силы при открытии и закрытии газораспределительных клапанов и в элементах ТНВД при прекращении цикловой подачи топлива; работой агрегатов наддува и вспомогательных агрегатов двигателя. Исследованиям и расчетам структурного шума посвящены работы В.И.Зинченко, В.Д.Курнатов, Л.В.Тузова, В.Н.Луканина, И.В.Алексеева, М.Г.Шатрова, Ю.В.Галевко, Т. Priede, В. Schpessert, фирм AVL, Ricardo, FEV. Последовательность анализа вибрации и структурного

шума принято делить на этапы расчета источников вибрации, расчета вибрации корпусных деталей под действием выбранных источников и расчета излучения звука. В области частот ниже 2..3 кГц колебания принято считать детерминированными и представлять рядами или интегралами Фурье. При более высоких частотах колебания принято считать случайными и представлять корреляционными функциями или спектральными плотностями. Для расчетов вибрации и излучения звука используются аналитические, расчетно-экспериментальные и расчетные методы. Развитие аналитических методов затруднено сложной геометрической формой корпусных деталей, к которой трудно применить известные аналитические решения. Расчетно-экспериментальные методы предполагают наличие прототипа изучаемого двигателя, что затрудняет распространение результатов расчета на новые конструкции. Расчеты на основе энергетических методов применимы только к высокочастотной области. Поэтому основным направлением развития методов расчета структурного шума корпусных деталей в октавах 1 и 2 кГц, где излучается наибольшее его количество, является применение численных методов.

Во второй главе излагаются теоретические основы методов расчета вибрации и структурного шума. Применение метода передаточных функций, впервые использованного для исследования вибрации и шума поршневых двигателей В.Н. Луканиным, позволяет избежать повторения ресурсоемких расчетов численными методами при проведении расчетов на различных режимах работы. Для использования метода передаточных функций воздействие источников вибрации на корпусные детали рассматривается как аддитивное. Изменения во времени большинства сил и моментов, действующих на корпусные детали, например, сил и моментов КШМ (рис. 1) являются периодическими и могут быть представлены гармоническим рядом Фурье:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \tilde{F}_k \cdot e^{ik\omega_0 t}, \quad (1)$$

где \tilde{F}_k - комплексные коэффициенты, ω_0 - круговая частота, соответствующая периоду функции $F(t)$

Скорость колебаний элемента поверхности корпусных деталей по нормали к ней $v(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \tilde{V}_k \cdot e^{ik\omega_0 t}$ и звуковое давление вблизи элемента

поверхности корпусных деталей $p(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \tilde{P}_k \cdot e^{ik\omega_0 t}$, вызываемые силой

$f(t)$ могут быть определены с помощью частотно зависимых комплексных коэффициентов передачи:

$$\tilde{V}_k = \tilde{T}(k\omega_0) \cdot \tilde{F}_k; \quad \tilde{P}_k = \tilde{\Pi}(k\omega_0) \cdot \tilde{F}_k. \quad (2)$$

Для случая расчетов численными методами значение комплексных коэффициентов передачи $\tilde{T}(\omega)$ и $\tilde{\Pi}(\omega)$ может определяться для таблицы частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$, а в промежутках между ними интерполироваться.

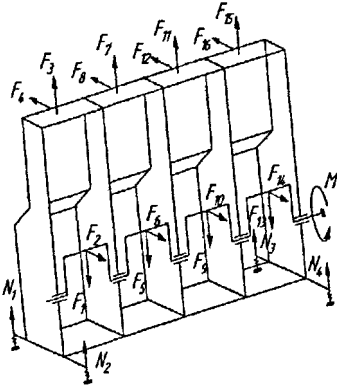


Рис. 1. Применение метода передаточных функций для расчета вибрации и шума, вызываемых КШМ

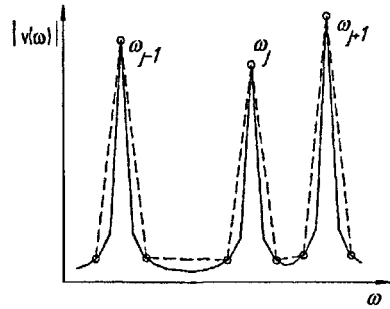


Рис. 2. Аппроксимация передаточной функции в окрестности собственной частоты

Для адекватного воспроизведения зависимости комплексных коэффициентов передачи от частоты в качестве табличных точек используются (рис. 2) собственные частоты ω_j корпусных деталей, а также частоты, соответствующие относительной амплитуде $\alpha = 0.1$.

Комплексные коэффициенты передачи $\tilde{T}(\omega)$ определяются из решения МКЭ задачи вынужденных механических колебаний корпусных деталей на круговой частоте ω . Для случая линейного демпфирования система уравнений имеет вид:

$$\left[-\omega^2 [M] - i\omega [C] + [K] \right] \{ \tilde{u} \} = \{ \tilde{F} \}, \quad (3)$$

где $[M], [C], [K]$ - матрицы массы, демпфирования и жесткости соответственно, $\{ \tilde{u} \}$ - вектор комплексных амплитуд перемещений конечно-элементной системы, $\{ \tilde{F} \}$ - вектор комплексных амплитуд гармонически изменяющихся сил, приложенных к узлам конечно-элементной модели.

Учитывая необходимость проведения расчета значений комплексных коэффициентов передачи для большого количества частот, точное решение системы (3) является крайне ресурсоемким. Поэтому используется метод суперпозиции собственных форм колебаний, который требует значительно меньших затрат времени и позволяет получать приближенное решение системы (3) с приемлемой точностью. Метод основан на представлении комплексных амплитуд вынужденных колебаний как суперпозиции n собственных форм колебаний:

$$\{\tilde{u}\} = \sum_{j=1}^n \tilde{\lambda}_j \{u_j\}, \quad (4)$$

где $\tilde{\lambda}_j$ - комплексный коэффициент участия в вынужденных колебаниях j -ой формы собственных колебаний $\{u_j\}$ на частоте ω_j

Коэффициенты $\tilde{\lambda}_j$ определяются по формуле:

$$\tilde{\lambda}_j = \frac{\{\tilde{F}\}^T \cdot \{u_j\}}{\omega_j^2 + 2i\omega\omega_j\xi_j - \omega^2}, \quad (5)$$

где ξ_j - коэффициент модального демпфирования, который может быть приближенно определен по формуле:

$$\xi_j \approx \frac{\psi(\omega_j)}{4\pi}, \quad (6)$$

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

Поглощение энергии колебаний в корпусных деталях происходит по нескольким механизмам. Одним из основных является конструкционное демпфирование. Используется эмпирическая формула коэффициента потерь энергии, опубликованная И.В. Алексеевым, на основе исследования конструкционного демпфирования в двигателях с алюминиевыми и чугунными блок-картерами:

$$\psi(f) = \frac{172}{f}, \quad (7)$$

где $f = 2\pi \cdot \omega$ - частота вынужденных колебаний, Гц.

Частоты $\omega_1, \omega_2 \dots \omega_n$ и формы $\{u_1\}, \{u_2\} \dots \{u_n\}$ собственных колебаний системы без трения определяются для корпусных деталей МКЭ с помощью системы уравнений:

$$[-\omega^2[M] + [K]]\{\tilde{u}\} = \{\tilde{0}\}. \quad (8)$$

Для обеспечения надлежащей точности приближенного решения методом суперпозиции формы собственных колебаний определяются с запасом по частоте:

$$\omega_n \geq 1.5\omega_{\max}, \quad (9)$$

где ω_{\max} - наибольшая круговая частота вынужденных колебаний, используемая в расчетах комплексных коэффициентов передачи.

Расчет значений комплексных коэффициентов передачи $\tilde{\Pi}(\omega)$ производится решением задач излучения звука наружными поверхностями корпусных деталей, совершающими колебания на частоте ω . Возникающее звуковое поле $\tilde{p}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ является решением уравнения Гельмгольца:

$$\Delta \tilde{p}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) + k^2 \tilde{p}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) = 0, \quad (10)$$

где $k = \frac{\omega}{c}$ - волновое число, c - скорость звука в воздухе. Граничные условия задаются на основе комплексных амплитуд $\tilde{v}_n(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ скоростей колебаний участков наружной поверхности корпусных деталей по нормали к ней:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial n}(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}) = -i\omega\rho\tilde{v}_n(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}), \quad (11)$$

где ρ - плотность воздуха, i - мнимая единица.

Преимуществом метода граничных элементов по сравнению с МКЭ является меньшая на единицу размерность решаемой задачи, так как решение производится только на границе области излучения, которую аппроксимируют элементами простой геометрической формы.

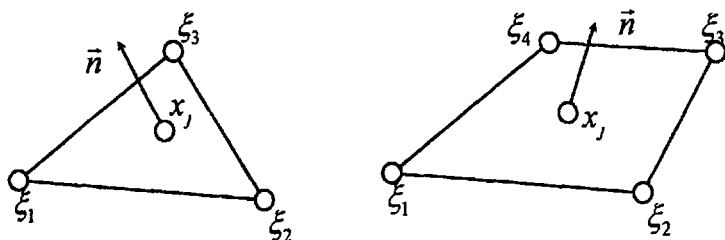


Рис. 3. Трех- и четырехугольные граничные элементы

На практике наиболее часто используются трех- и четырехугольные граничные элементы (рис. 3) для которых неизвестные функции принимаются постоянными в пределах элемента.

Существует две формулировки метода граничных элементов - прямая (ПМГЭ) и непрямая (НМГЭ).

При ПМГЭ неизвестными являются комплексные амплитуды давления звука $\tilde{p}(\xi_j)$ в контрольных точках с координатами ξ_j , расположенными внутри граничного элемента. Для контрольной точки каждого элемента составляется интегральное уравнение, выведенное на основе (10) с помощью формулы Грина:

$$\tilde{p}(\xi) = \int_S \tilde{p}(x) \frac{\partial \tilde{G}(x, \xi)}{\partial n} dS - \int_S \tilde{G}(x, \xi) \frac{\partial \tilde{p}(x)}{\partial n} dS, \quad (12)$$

где ξ - координаты точки наблюдения, x - координаты точки интегрирования по поверхности, $\tilde{G}(x, \xi)$, $\partial \tilde{G}(x, \xi) / \partial n$ - функция Грина и ее производная по нормали в точке интегрирования:

$$\tilde{G}(x, \xi) = \frac{1}{4\pi|r|} e^{\pm i k |r|}, \quad |r| = \|x - \xi\|. \quad (13)$$

При НМГЭ неизвестными являются плотности $\tilde{e}(\xi_j)$ распределения вообразаемых точечных источников, акустическое поле которых описывается функцией Грина (13). Для контрольных точек ξ_j граничных элементов составляются уравнения суперпозиции акустических полей, создаваемых вообразаемыми точечными источниками:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial n}(\xi) = \int_S \tilde{e}(x) \cdot \frac{\partial \tilde{G}(x, \xi)}{\partial n} dS, \quad (14)$$

где $\partial \tilde{p} / \partial n(\xi)$ - производная давления по нормали к поверхности в точке наблюдения, $\tilde{e}(x)$ - плотность вообразаемых монополей в точке интегрирования, $\partial \tilde{G}(x, \xi) / \partial n$ - значение в точке интегрирования производной давления по нормали в точке наблюдения.

Третья глава посвящена разработке практических алгоритмов расчета (рис. 4) сил и моментов, создаваемых основными источниками шума и вызываемой ими вибрации и структурного шума корпусных деталей. Для проведения отдельных этапов расчета используются современные методы, разработанные на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

С помощью программы «СОГЛАСОВАНИЕ», разработанной под руководством проф. Н.Д. Чайнова, при моделировании рабочего процесса дизеля определяются граничные условия теплообмена деталей ЦПГ.

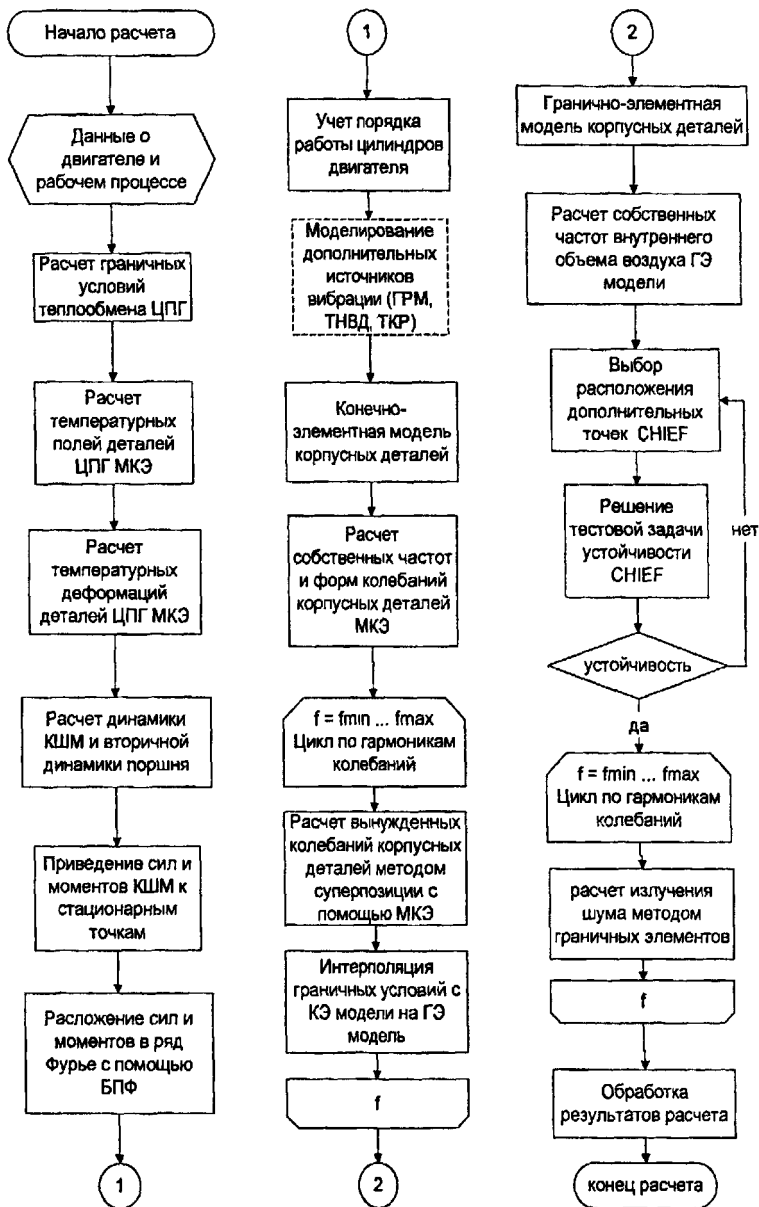


Рис. 4. Алгоритм расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей

Граничные условия теплообмена используются для расчета температурных полей и деформаций поршня и гильзы цилиндра МКЭ в осесимметричной постановке. Получаемые из расчета профили боковой поверхности юбки поршня и жаровой поверхности гильзы цилиндра в нагретом состоянии используются при расчете вторичной динамики поршневой группы по методу проф. С. В. Путинцева.

Боковое ускорение поршня, определяемое из расчета вторичной динамики, учитывается при определении сил, действующих на гильзы цилиндров и шатунные шейки коленчатого вала.

В конструкциях с несколькими шатунами на одной шатунной шейке векторы сил складываются. Используя разработанные математические модели, силы КШМ приводятся к неподвижным точкам. С помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье для сил, создаваемых источниками вибрации, определяются коэффициенты гармоник разложения в ряд Фурье.

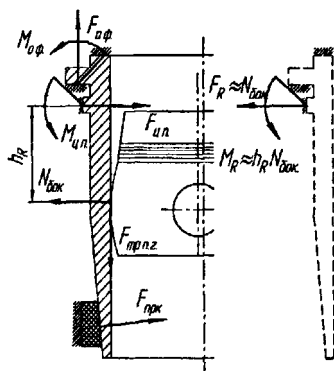


Рис. 5. Модель действия боковой силы на корпусные детали

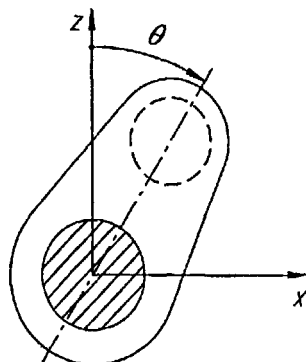


Рис. 6. Осреднение по УПКВ матриц массы и жесткости коленчатого вала

Разработанный метод позволяет по общей схеме дополнительно учесть другие источники вибрации дизеля, действующие на корпусные детали: переменные силы в опорах валов приводов; реакции в местах крепления ТНВД; импульсы сил при подъеме и опускании газораспределительных клапанов и игл форсунок, закрытии запирающих клапанов ТНВД; силы и моменты механизмов систем смазки, топливоподдачи, охлаждения, агрегатов наддува, вспомогательных агрегатов.

Расчет вибрации корпусных деталей под действием приложенных сил и моментов производится методом суперпозиции собственных форм колебаний, определяемых МКЭ. Результаты расчета вибрации поверхности корпусных деталей являются граничными условиями для последующего расчета излучения звука ПМГЭ. Результаты расчета излучения звука корпусными деталями используются для определения интегральных показателей структурного шума корпусных деталей.

При разработке метода был решен ряд прикладных задач, связанных с созданием моделей источников вибрации и проведением расчетов вибрации и структурного шума.

Боковая сила поршня передается корпусным деталям через гильзу цилиндра, которая опирается на блок-картер несколькими поверхностями. Обоснована упрощенная расчетная схема (рис. 5), с помощью которой действие боковой силы приводится к опорному поясу гильзы цилиндра.

Коленчатый вал оказывает существенное влияние на жесткость и инерцию корпусных деталей, поэтому должен входить в состав модели корпусных деталей. Была решена проблема учета в расчетах вращения коленчатого вала и взаимодействия через гидродинамический подшипник между коленчатым валом и блок-картером.

Конечно-элементные матрицы массы $[M_{кв}(\theta)]$ и жесткости $[K_{кв}(\theta)]$ коленчатого вала зависят от угла его поворота θ (рис. 6) и могут быть разложены в гармонический ряд Фурье:

$$[M_{кв}(\theta)] = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} [\tilde{M}_{кв}^k] e^{ik\omega_{кв}t}, \quad [K_{кв}(\theta)] = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} [\tilde{K}_{кв}^k] e^{ik\omega_{кв}t}, \quad (15)$$

где $\omega_{кв} = \pi n/30$ - угловая частота вращения коленчатого вала.

На основе существующих публикаций обосновывается приближение матриц постоянными членами $[\tilde{M}_{кв}^0]$ и $[\tilde{K}_{кв}^0]$ рядов (15), определяемыми интегрированием по УПКВ:

$$[\tilde{M}_{кв}^0] = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [M_{кв}(\theta)] d\theta, \quad [\tilde{K}_{кв}^0] = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [K_{кв}(\theta)] d\theta. \quad (16)$$

Для решаемой задачи была обоснована возможность замены гидродинамического подшипника между блок-картером и коленчатым валом жесткой связью в радиальном направлении.

При решении ПМГЭ и НМГЭ задачи излучения структурного шума существует проблема потери единственности решения на собственных частотах внутреннего объема расчетной области с граничными условиями

Дирихле $\bar{p}(\xi) = \bar{0}$. С помощью проведенных численных экспериментов было обосновано применение для расчетов излучения структурного шума корпусными деталями ПМГЭ в сочетании со схемой СНИЕФ (англ. «Комбинированный метод интегральных уравнений Гельмгольца»), обеспечивающее единственность решения на всех частотах. Предложен алгоритм определения числа и пространственного расположения контрольных точек схемы СНИЕФ.

Для ограничения перемещений корпуса как твердого тела разработана модель подвески двигателя, состоящая из упругих элементов.

В четвертой главе изложены результаты численного и экспериментального исследования структурного шума и вибрации корпусных деталей автомобильных дизелей. Поскольку предлагаемый метод расчета опирается на расчет МКЭ собственных частот и форм колебаний корпусных деталей, для проверки адекватности был проведен сравнительный анализ собственных частот и форм колебаний корпусных деталей, полученных расчетным и экспериментальным путем.

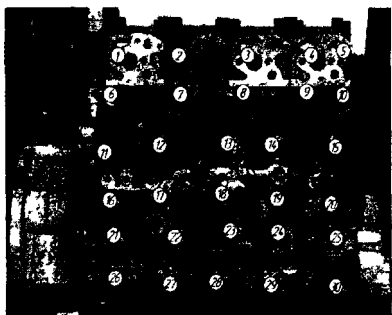


Рис. 7. Экспериментальная установка для определения собственных частот и форм колебаний корпусных деталей дизеля 4ЧН 10.2/12.2

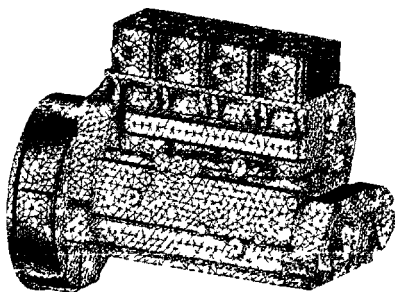


Рис. 8. Конечно-элементная модель экспериментальной установки корпусных деталей дизеля 4ЧН 10.2/12.2 (80 тыс. конечных элементов)

Экспериментальная установка (рис. 7) с дизелем 4ЧН 10.2/12.2 включала в себя блок-картер, картер маховика, переднюю крышку и головки цилиндров. Измерение собственных частот и форм колебаний осуществлялось с помощью двухканального анализатора 3550 фирмы «Brüel & Kjær». На корпусных деталях был установлен датчик ускорения. Измерения производились на сетке из 60 точек, расположенных на боковых

сторонах корпусных деталей, возбуждением свободных колебаний с помощью ударного молотка со встроенным датчиком силы.

Сравнение форм колебаний, полученных экспериментальным путем на установке и расчетом МКЭ по модели (рис. 8) корпусных деталей, показало их соответствие. Отклонения связаны с наличием в экспериментальной установке опор, искажающих свободные колебания, и погрешностью при задании физических свойств корпусных деталей в расчетах. Наибольшее различие между результатами расчетного и экспериментального определения собственных частот в акустической октаве 1 кГц составило 4.9%.

Для проверки предлагаемого метода расчета структурного шума корпусных деталей были проведены эксперименты по измерению шума дизеля 8ЧН 12/13. Метод измерения шума соответствовал требованиям ОСТ 37.001.266-83 «Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения». Была дана оценка точности эксперимента. Измерения проводились на восьми режимах работы на внешней скоростной характеристике, а также при отключении подачи топлива.

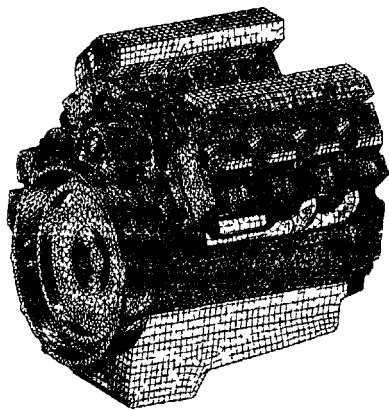


Рис. 9. Конечно-элементная модель корпусных деталей дизеля 8ЧН 12/13 (282 тыс. конечных элементов)

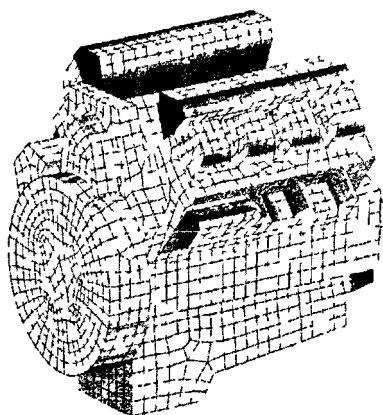


Рис. 10. Гранично-элементная модель корпусных деталей дизеля 8ЧН 12/13 (4.4 тыс. граничных элементов)

Расчет вибрации и структурного шума был выполнен с помощью конечно-элементной (рис. 9) и гранично-элементной (рис. 10) моделей корпусных деталей на тех же режимах работы двигателя, что и при экспериментальном измерении. Расчетные модели корпусных деталей включали в себя все основные корпусные детали дизеля, обладающие большой пло-

шадью наружных поверхностей: блок-картер, картер агрегатов, картер маховика, переднюю крышку, головки цилиндров и крышки головок цилиндров, масляный поддон, впускные и выпускные коллекторы.

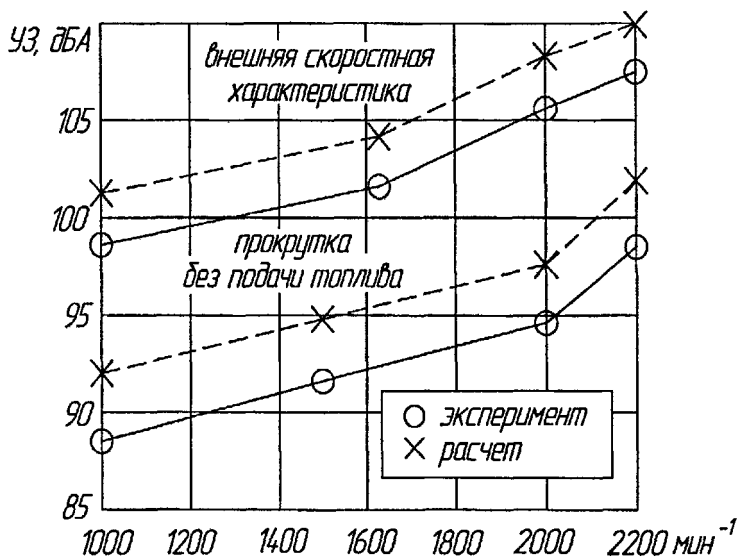


Рис. 11. Результаты расчетного и экспериментального определения шума дизеля 8ЧН 12/13

Расчеты были проведены в акустических октавах 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц и 2000 Гц. В качестве источников вибрации, вклад которых в возбуждение вибрации в указанном диапазоне частот является доминирующим, в расчете учитывались силы давления газа и инерции КШМ и удары при переключках поршней. Для оценки вклада неучтенных источников шума дизеля при сопоставлении (рис. 11) результатов определения шума дизеля расчетным путем и экспериментальных данных использовалась поправка:

$$\Delta L_{расч} = \Delta L_{вт} + \Delta L_{вч}, \quad (17)$$

где $\Delta L_{вт}$ - вклад источников шума дизеля, не относящихся к структурному, $\Delta L_{вч}$ - вклад высокочастотного шума (октавы 4 кГц и 8 кГц), в которых расчет не производился.

Наибольшее различие между результатами расчета и экспериментом составляет 3,4 дБА. Основными источниками погрешности являются: несовершенство расчетной модели демпфирования корпусных деталей, вы-

званное недостаточным количеством существующих экспериментальных данных, и погрешность экспериментального измерения шума микрофонами. В целом достоверность расчетной модели подтверждается результатами экспериментов.

Предлагаемая расчетная модель может быть использована не только для анализа конструкций корпусных деталей существующих дизелей, но и для оценки вибро-акустического совершенства конструкций корпусных деталей проектируемых двигателей.

Была проведена расчетная оценка эффективности оребрения картерной части дизеля 4ЧН 10.2/12.2. По результатам расчета предполагаемое снижение структурного шума корпусных деталей составляет 2.4 дБА.

Таким образом, проведенные исследования подтверждают адекватность и практическую ценность метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей, разработанного в диссертации.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В диссертации разработан метод расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей, позволяющий на основе численных методов конечных и граничных элементов анализировать влияние на вибрацию и шум конструкции корпусных деталей двигателей с учетом параметров рабочих процессов.

2. На основе экспериментальных данных о вкладе в излучение структурного шума отдельных поверхностей корпусных деталей предложены практические рекомендации по составу расчетных моделей.

3. Сравнение результатов расчетов собственных частот и форм колебаний корпусных деталей дизеля типа 4ЧН 10.2/12.2 с результатами экспериментов показало достоверность предложенного метода расчета вибрации.

4. Сравнение результатов расчета шума дизеля типа 8ЧН 12/13 с результатами экспериментов показало достоверность предложенного метода расчета шума.

5. С помощью разработанного метода расчета предложена усовершенствованная конструкция блок-картера дизеля типа 4ЧН 10.2/12 с дополнительным оребрением боковых стенок.

6. Разработанный метод расчета вибрации и структурного шума может быть использован при анализе различных типов поршневых двигателей.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях:

1. Руссинковский В.С., Чайнов Н.Д. Возможности математического моделирования для улучшения акустических характеристик конструкции корпуса автомобильного двигателя// Авт. и тракторные двигатели: Межвуз. сб. науч. трудов. - М., 2001. - Вып. XVII. - С.182-187.

2. Russinkovsky V. S. Numerical Modeling of Vibration and Structural Noise of Cylinder Block of Automobile Diesel Engine // XX CAD-FEM Users' Meeting Conference. - Friedrichshafen, 2002. - P.242-250.

3. Мягков Л.Л., Руссинковский В.С., Чайнов Н.Д. Анализ и пути снижения структурного шума корпусных деталей быстроходных дизелей методом математического моделирования// Авиационно - космическая техника и технология (Харьков). - 2003. - Вып.40, №5 - С.51-55.

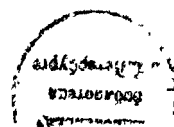
4. Руссинковский В.С., Чайнов Н.Д. Использование метода передаточных функций при численном расчете вибрации и структурного шума блока цилиндров автомобильного двигателя// Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы X МНТК. - Владимир, 2004. - С.289-291.

5. Мягков Л.Л., Руссинковский В.С., Чайнов Н.Д. Программный комплекс для расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильного дизеля// Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал (Харьков). - 2004. - №2. - С.105-110.

Подписано в печать 3.05.2005 г. Формат 60x90,1/16.
Объем 1,0 п.л. Тираж 100 экз. Заказ №255

Отпечатано в ООО "Фирма Блок"
107140, г. Москва, ул. Краснопрудная, вл.13. т. 264-30-73
www.blokOlcentre.narod.ru

Изготовление брошюр, авторефератов, печать и переплет диссертаций.



963

09 ИЮНЬ 2005