

Как следует из приведенных в табл. 1 данных, использование ПТ с h_{po} (применена БерМЗ для опытного образца), позволяет получить практически тот же тепловой КПД, что и для серийного МО, при значительном снижении массы и сопротивлений по теплоносителям. Воздействие эксплуатационных факторов, которым МО подвергался в течение 11 месяцев, не оказало существенного влияния на его эффективность.

В случае использования при формировании геометрии ПТ высоты ребра h_{rp} , массу теплообменного пучка можно дополнительно сократить на 30 кг по сравнению с предложенным. Кроме того, уменьшаются габариты теплообменника и снижается масса его корпуса.

Выводы и перспективы последующих работ

Определены рациональные параметры биметаллической трубчатой поверхности теплообмена с накатным оребрением для маслоохладителей транспортных двигателей.

Применение ПТ с высотой ребра h_{po} для теплообменного элемента маслоохладителя двигателя типа 10Д100 при неизменных габаритах теплообменника позволяет снизить массу пучка более, чем в 2,5 раза при сохранении теплового КПД и одновременном снижении сопротивлений по обоим теплоносителям.

Снятие ограничений по габаритам приводит к иным значениям рациональных геометрических параметров ПТ, при этом возможно дальнейшее улучшение параметров охладителя масла.

Таким образом, оптимизация геометрических параметров ПТ приводит к различным результатам в зависимости от наложенных ограничений.

Для нахождения рациональных геометрических параметров поверхности теплообмена рекомендуется использование комплекса K_p .

Дальнейшая оптимизация параметров маслоохладителей может быть связана с изменением их КПД. Снятие ограничений на изменение КПД возможно только при изменении параметров всей системы охлаждения двигателя одновременно с оптимизацией параметров каждого теплообменника. Совершенствование самих систем охлаждения вместе с теплообменниками представляется дальнейшим этапом улучшения параметров системы охлаждения транспортных ДВС и всех её элементов.

Список литературы:

1. Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В.А. Андреев – Л.: Энергия, 1971. – 152 с.
2. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
4. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. пособие для ВУЗов / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
5. Мошенцев Ю.Л. Обобщённые граничные условия по теплообмену для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 1 (430).
6. Мошенцев Ю.Л. Обобщённые граничные условия по сопротивлению для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // 36. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 2 (431).
7. Киртичѳв М.В. Теория подобия / М.В. Киртичѳв – М.: изд. АН СССР, 1953. – 96 с.
8. ГОСТ. 13211-80. Охлаждители кожухотрубчатые водомасляные и водо-водяные дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ. 13211-67; введ. 10.03.1980. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 8 с.

УДК 534.138

В.Н. Конкин, канд. техн. наук, С.М. Школьный, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР НА ДИНАМИКУ КОРПУСА ДИЗЕЛЯ 1Д80Б 02 004

1.СОЗДАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ КОРПУСА

Введение

В процессе создания на ХЗТМ им. Малышева проекта нового локомотивного дизеля 1Д80Б 02 004 у разработчиков проекта возникла необходимость управления частотным спектром собственных колебаний корпуса дизеля. Такое управление,

по представлению авторов проекта, может быть реализуемо за счёт изменения упруго-нелинейных характеристик опор поддизельной рамы, на которую ставится сам дизель-генератор и которая, в свою очередь, ставится на несущую раму локомотива. Одной из основных трудностей было созда-

ние корректной конечно-элементной модели, которая позволяла бы решать данную задачу с применением имеющейся в распоряжении компьютерной техники. Решить данную проблему позволило допустимое упрощение исходной геометрии проекта, а также применение суперэлементного подхода для проведения анализа.

Содержание данной публикации разделено на две части, в первой из которых рассмотрены основные вопросы при создании КЭ модели корпуса дизеля, а во второй – изложены конкретные результаты проведенного анализа.

Постановка задачи

Для дизеля локомотива, как и для любого ДВС, основным источником механического возмущения является его внутренний рабочий процесс. Уровень сложности такого возмущения зависит от принципиальной схемы задаваемого рабочего процесса, а также от конструктивной схемы исполнения самого ДВС. Вторым по значению может быть принято динамическое воздействие на дизель-генератор со стороны железнодорожного полотна при движении состава.

Поскольку тепловозные и локомотивные дизели характеризуются достаточно большой массой (от единиц до десятков тонн) [1-3], понятно, что их крепление к основной раме тепловоза должно быть надёжным и долговечным. При этом приходится решать проблему для двух противоречивых требований: о минимизации действия на дизель (то есть о виброизоляции) со стороны железнодорожного полотна при движении состава и о надёжной фиксации (с необходимым демпфированием) самого дизеля при происходящих в нём рабочих процессах.

Одним из важных моментов, определяющим частотный спектр колебаний корпуса дизеля, являются условия его крепления к несущей раме локомотива. Эти условия определяют не только сами частоты и их амплитуды, но и возможность управлять ими при необходимой настройке частотного диапазона всего дизеля. В [1-4] приведены подробные описания различных типов тепловозных и локомотивных дизелей и дизель-генераторов и способы их крепления к несущей раме тепловоза. Информация приведена для двигателей серий Д49, Д50, Д70, Д100, 1-ГД9, 11Д45, 14Д40, 1Д6, 1Д12, К6S 310 DR, М753 и М756, как отечественных, так и зарубежных, серийно выпускавшихся и находящихся в эксплуатации в течение десятков лет.

Описанные способы крепления выполнены с помощью опор с линейно-упругими или слабо нелинейными характеристиками деформирования. Такие типы опор позволяют выполнять достаточно жесткую фиксацию силового агрегата, но являются не совсем удобными, если иметь в виду их использование для управления частотным спектром дизель-генератора.

Широко применяемая практика крепления дизель-генератора к несущей раме тепловоза или локомотива описана в [1]. Так, для дизель-генератора 1А-9ДГ - это жесткая фиксация самого дизеля на поддизельной раме. В передней части поддизельная рама крепится к раме тепловоза с помощью болтов и предварительно сжатых пружин. Возможность поперечных перемещений при этом ограничена специальными упорами, а возможность продольных перемещений – упорами, плотно входящими в вырез поддизельной рамы.

В другой модели [1] силового агрегата (2А-9ДГ) опирание поддизельной рамы на несущую раму тепловоза выполнено с помощью фиксирующих болтов и резинометаллических амортизаторов, расположенных по всей длине поддизельной рамы.

Третий тип установки [1] применён к дизелю 3А-6Д49. Двигатель установлен непосредственно на раме тепловоза с помощью четырёх резинометаллических амортизаторов, конструкция которых ограничивает перемещение дизеля по всем трём направлениям – вертикальному, поперечному и продольному, обеспечивая вместе с тем существенную виброизоляцию самого дизеля от внешних вибраций рамы, возникающих при движении локомотива по железнодорожному полотну.

Вопросы математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния основных элементов ДВС, в том числе и корпусов тепловозов, изложены в [5].

В целом, решение данной задачи состоит из следующих основных этапов: создание оптимальной конечно-элементной модели корпуса, математическое моделирование опор с нелинейными характеристиками, проведение расчётного анализа влияния таких характеристик на динамику всего корпуса, а также подготовка необходимых рекомендаций.

Корпус (остов) дизеля 1Д80Б 02 004 представляет собой сложную сварную конструкцию, состоящую из одной детали – блок-картера, который является несущим, так как к нему приварены

постели коренных подшипников коленчатого вала. Прототипом проекта дизеля 1Д80Б 02 004 служат разработанные в своё время на ХЗТМ им. Малышева двигатели серии Д70 (12Д70, 6Д70, 3Д70 и др.). При этом остов такого типа (Д70) имеет 9 отсеков, образуемых из наклонных, продольных и поперечных стальных листов толщиной 14мм. В целом, как показали экспериментальные исследования, проведенные на изготовленном и собранном дизеле, его корпус обладал достаточно большой жесткостью, а напряженно-деформированное состояние обеспечивало необходимый запас прочности.

Торцевые секции корпуса (остова) являются неодинаковыми, а средние (2-9 секции) обладают повторяемостью (2,4,6,8-я и 3,5,7,9-я секции являются одинаковыми). Кроме этого, имеется симметрия относительно продольной вертикальной плоскости для всех внутренних секций, а также симметрия для каждой внутренней секции относительно их поперечных вертикальных плоскостей, что позволило упростить создание КЭ модели корпуса дизеля.

Создание корректной конечно-элементной модели корпуса дизеля

Исходный проект корпуса (остова) был выполнен с помощью САД-систем типа SolidWorks, где он был представлен в виде единой 3-х мерной сплошной сборки из отдельно подготовленных конструктивных элементов типа SOLID. Исходное число конструктивных компонент, которые создавались для проекта отдельно, составляет 112, а количество поверхностей, образующих данные объёмы, превышало 10000. Исходная информация по электронной копии проекта была представлена в виде базы данных, которая содержала информацию как по отдельным компонентам сборки, по отдельным подструктурам, так и для всей сборки - единого объёма корпуса, с сохранением всех внутренних структур (рис. 1).

Проведенные попытки генерации полной КЭ модели для корпуса как для единого трёхмерного объекта были неудачными. Анализ исходной геометрии проекта позволил определить два основных негативных момента, мешающие созданию единой корректной КЭ модели. Это – геометрическая сложность проекта, а также сложность его топологии. Полученные с помощью системы ANSYS оценки числа элементов (до 30 млн.) не позволяли решать задачу на имеющейся компьютерной тех-

нике. Одной из главных причин такой ситуации, скорее всего, было то, что при проектировании не были учтены определённые требования и критерии, необходимые для трансформации проекта в конечно-элементную модель. Опыт разработки КЭ моделей показывает, что нарушение таких требований обычно приводит к генерации моделей низкого качества что, в свою очередь, ухудшает качество получаемых решений. Сложность топологии проекта в данном случае означает наличие в составе геометрических объектов (объёмов) большого числа (около 1500 ед.) так называемых “дегенеративных” поверхностей, а также ситуации когда, например, один элемент типа SOLID содержит внутри себя второй элемент типа SOLID. Термин “дегенеративная” здесь означает, что для таких поверхностей не выполнены критериальные требования, принятые в ANSYS (обычно это – соотношение длин сторон и требования по значениям геометрических кривизн) для генерации КЭ “сеток”. Использование таких поверхностей при создании КЭ модели также заметно ухудшает её качество, а зачастую и вообще приводит к системным ошибкам при генерации модели. Поэтому, для уменьшения размера задачи, было проведено максимально возможное упрощение исходной геометрии проекта, при котором из рассмотрения исключались конструктивные элементы, наличие или отсутствие которых не могло существенно повлиять на ожидаемые результаты. Понятно, что такой подход вносил определённую ошибку в получаемые результаты, однако он позволил уменьшить исходную сложность проекта и намного уменьшить общий размер задачи.

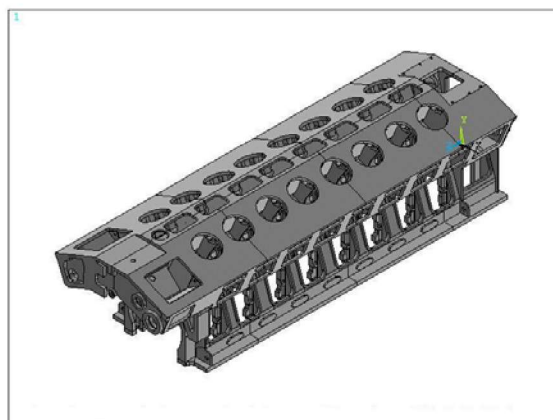


Рис.1. Общий вид проекта корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Подготовка упрощённой геометрии проекта была сведена к выполнению следующих основных этапов:

- удаление трёхмерного тела (объёма) проекта корпуса, с сохранением всех поверхностей, из которых он был создан;

- удаление сохранённых поверхностных участков (поверхностей), для которых такое удаление было возможным (т.е. они были не критичными для будущих расчётов);

- возможная и необходимая корректировка сохраняемых поверхностей с целью обеспечения их однородности, гладкости, стыкуемости, а также максимально возможного соответствия нормам и критериям ANSYS при 3-D моделировании;

- создание на основе сохранённых и модифицированных поверхностей нового цельного объёма, причём без наличия вложенных в него других объёмов;

- разделение нового объёма на подструктуры (объёмы), каждая из которых должна быть использована как геометрическая база для суперэлементов (СЭ).

Выполнение такой работы позволило уменьшить общее число поверхностей проекта до 8300, а число “дегенеративных” поверхностей - примерно на 30%.

Сохранённые и модифицированные поверхности позволили создать на их основе один объём, представляющий собой сам корпус (остов), структура и топология которого допускали генерацию единой КЭ модели, однако размер модели при этом по-прежнему превышал необходимые лимиты.

Корректность создаваемой КЭ модели означает её размер, а также качество, которые обеспечивали бы получение результатов необходимой точности. В данном случае имели место следующие факторы, заметно усложнявшие построение корректной КЭ модели.

Модифицированная геометрия проекта по-прежнему оставалась достаточно сложной для получения корректных КЭ моделей. Так, наличие смежных плохо стыкуемых поверхностей, удаление которых приводило бы к заметному искажению исходной геометрии, порождало при генерации “сеток” 3-х мерные локальные участки модели, где была высокой изменчивость линейных размеров элементов (от долей миллиметров до единиц сантиметров). Наличие таких зон приводило к генерации больших объёмов конечных элементов, причём часто без особой необходимости.

Ещё одним отрицательным моментом при создании КЭ моделей для отдельных объёмов, бы-

ла высокая чувствительность процедур генерации “сеток” (MESH-процедура) по отношению к общим задаваемым линейным размерам КЭ. Попытки пробной генерации “сеток” для различных частей модели с различными задаваемыми размерами КЭ позволили определить приемлемые линейные размеры КЭ в пределах (0,03-0,05) м.

В итоге исходный проект корпуса был представлен в виде двух симметричных относительно вертикальной срединной плоскости (YOZ) частей, что позволяло уменьшить размер модели в 2 раза (рис.2). Процедуры генерации конечных элементов при этом показали, что процесс создания “сетки” является намного более устойчивым и быстрым, а суммарное число элементов для всей модели стало меньше 3 млн.

Кроме этого, для модели, показанной на рис.2, были получены решения тестовых задач по первым десяти собственным частотам, значения которых приведены в таблице №1.

Таблица 1. Значения первых 10 собственных частот колебаний для модели половины корпуса дизеля.

F ₁ , Гц	F ₂ , Гц	F ₃ , Гц	F ₄ , Гц	F ₅ , Гц
66	74	130	165	207
F ₆ , Гц	F ₇ , Гц	F ₈ , Гц	F ₉ , Гц	F ₁₀ , Гц
297	328	335	339	342

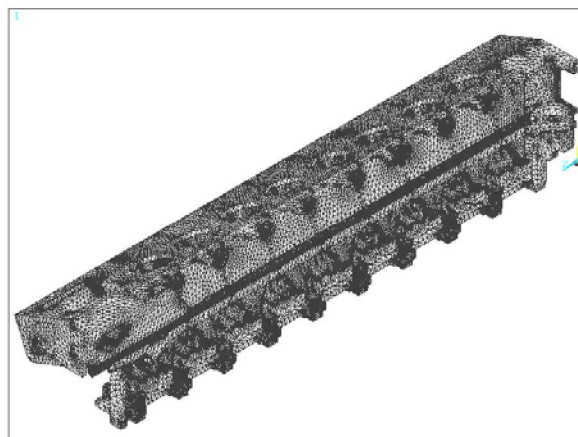


Рис.2. Общий вид КЭ модели половины корпуса дизеля

Создание суперэлементной модели корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Необходимо отметить, что полученный объём задачи (около 3 млн. КЭ) по-прежнему был слишком большим для используемого ПК, поэтому для создания КЭ модели всего корпуса было решено использовать суперэлементное моделирование.

Использование суперэлементного подхода имеет большие преимущества в следующих случаях.

Во-первых, модель может быть очень большого размера и имеющейся компьютерной техники будет недостаточно для проведения необходимого анализа.

Во-вторых, общая структура модели может иметь одинаковые и повторяющиеся участки, геометрия или нагружение которых является одинаковым. Нелинейный анализ и анализ структур, где могут быть повторяющиеся геометрические наборы, являются типичными случаями для использования суперэлементного подхода.

В-третьих, две смежных части модели могут требовать различных типов анализа для каждой из них. В такой ситуации необходимо иметь возможность получения отдельных решений для каждой из частей, стыковки таких решений, исходя из физики проблемы.

В качестве примера для проекта корпуса дизеля на рис.3 показан один из суперэлементов, созданный из двух симметричных (по плоскости YOZ) частей, в состав которого входят около 415 тыс. КЭ типа SOLID45. Отметим, что использование элементов данного типа вместо конечных элементов 2-го порядка SOLID92 является вынужденной мерой, поскольку позволяет существенно уменьшить размер решаемой задачи.

Выводы

В состав модели всего корпуса дизеля может быть включено от 10 до 20 суперэлементов различного размера, при этом размер каждого из них оп-

ределяется возможностью проведения необходимого анализа на имеющемся ПК. Общее число конечных элементов типа SOLID45 для всей модели корпуса дизеля составляет около 3 млн., а суммарное число определяемых неизвестных - порядка 2.5 млн.

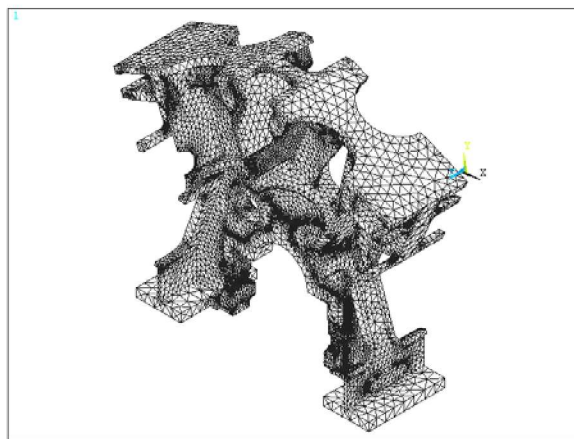


Рис.3. Отдельный суперэлемент модели корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Список литературы:

1. Тепловозные дизели типа Д49: под. ред. к.т.н. Е.А. Никитина - М.: Транспорт, 1982. - 255с.
2. Аврунин А.Г. Тепловозный дизель 2Д100./ Аврунин А.Г.- М.: Трансжелдориздат, 1958. - 336с.
3. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов/ А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536с.
4. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А.И. Володин - М: Транспорт, 1977.- 240с.
5. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов. - М.: Машиностроение, 2008. - 496с.

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю. Белик, инж., М.В. Кривко, магистр, И.В. Рыкова, канд. техн. наук

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ НА ПРИВОД ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение. Совершенствование энергетических, экономических и экологических показателей дизелей связано с интенсификацией и регулированием топливоподдачи. Топливные системы современных автотракторных дизелей обеспечивают максимальное давление впрыскивания топлива до 150...200 МПа, продолжительность впрыскивания 1,2...1,6 мс и позволяют в зависимости от режима

работы дизеля изменять характеристику, уровень максимального давления и момент впрыскивания топлива. Проводятся исследования по обеспечению максимального давления впрыскивания до 300 МПа с расширением возможности управления характеристикой впрыскивания [1].

Вместе с тем, до настоящего времени для автотракторных дизелей не выявлены предельные