

ВЛИЯНИЕ УЧЕТА СИЛ ТРЕНИЯ НА МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Аннотация

Важным аспектом моделирования динамики пассажирских вагонов является учет сил внутреннего трения, возникающих в результате взаимодействия различных компонентов вагона, в которые входит внутренний интерьер и межкупейные перегородки салона кузова. В данной работе рассматриваются влияние внутренних сил трения на динамические расчеты конечноэлементной модели кузова пассажирского вагона, а также методы их учета в моделях.

Ключевые слова: кузов, конечноэлементная модель, трение, МКЭ

Введение

Динамика пассажирского вагона зависит от многих факторов, таких как характер движения, распределение массы и конструктивные особенности кузова. Учёт сил внутреннего трения в кузове вагона может существенно улучшить точность динамических моделей, позволяя более правильно предсказывать поведение вагона при различных режимах эксплуатации. Пассажирский вагон является сложной системой, потому что внутренние силы трения могут возникать в различных его узлах.

Методы и материалы

Одним из общепринятых динамических критериев оценки кузова пассажирского вагона является его первая собственная частота изгибных колебаний.

Анализ отечественного и мирового опыта в исследовании динамики вагонов показал, что самым рациональным методом изучения данного критерия является метод математического компьютерного моделирования, который позволяет с достаточной точностью описывать механику колебаний кузова при значительно меньших затратах ресурсов. В его рамках существует возможность учитывать основные особенности устройства конструкции кузова, а также взаимодействие ее частей между собой, что позволит учесть их влияние на собственные частоты [1 – 3].

Методы оценки вибрационной нагруженности несущих конструкций кузовов вагонов на основе компьютерного моделирования базируются на методе конечных элементов (МКЭ). Традиционно создаваемая конечноэлементная модель представляет собой только несущую конструкцию кузова, в которой вся масса, включающая оборудование, элементы внутренней отделки интерьера, экипаж, а также пассажиров с багажом, равномерно распределена по узлам расчетной схемы. Учет внутреннего трения в таком случае между элементами кузова производится на основе гипотезы Фойгта. Данная модель позволяет учитывать усреднено распределения сосредоточенных масс в колеблющейся упругой системе, а также взаимодействие между собой элементов кузова, что непосредственно сказывается на точности получаемого результата. Исходя из этого актуальной является задача разработки уточненной методики определения первой

собственной частоты изгибных колебаний кузова, которая позволит учесть реальное распределение масс конструкций кузова, а также их взаимодействие между собой посредством трения поверхностей этих элементов [4, 5].

Трение в кузове пассажирского вагона возникает в результате контакта между различными поверхностями и оборудованием, а также в местах соединения подвижных частей. Например, при движении вагона по железнодорожному пути кузов может испытывать неравномерные нагрузки, вызывая движение элементов внутренней обстановки и интерьера. Это может привести к трению между сиденьями и полками, межкупейными перегородками и другими элементами вагона.

В качестве объекта исследования предложенной методики принят спальный вагон модели 61-4517 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод».

На основе метода математического компьютерного моделирования сформирована конечноэлементная модель кузова рассматриваемого вагона в программном комплексе, который реализует метод конечных элементов. Она создана по принципу геометрической пространственной модели, которая разработана по срединным поверхностям элементов. Порядка 242 тыс. трех и четырех узловых конечных элементов составляет пластинчатую конечно-элементную модель вагона аналога. Каждый из элементов характеризуется изотропными свойствами, которые составляют 139 тыс. узлов. Средний размер четырех узловых элементов составляет 80×80 мм. Пластинчатая конечно-элементная модель имеет более 900 тыс. степеней свободы (рисунок 1) [6, 7].

Конечноэлементная модель представляет собой кузов, в котором все тяжеловесное оборудование смоделировано объемными конечными элементами, присоединяемыми к схеме в узлах, соответствующих точкам крепления данного оборудования в реальной конструкции.

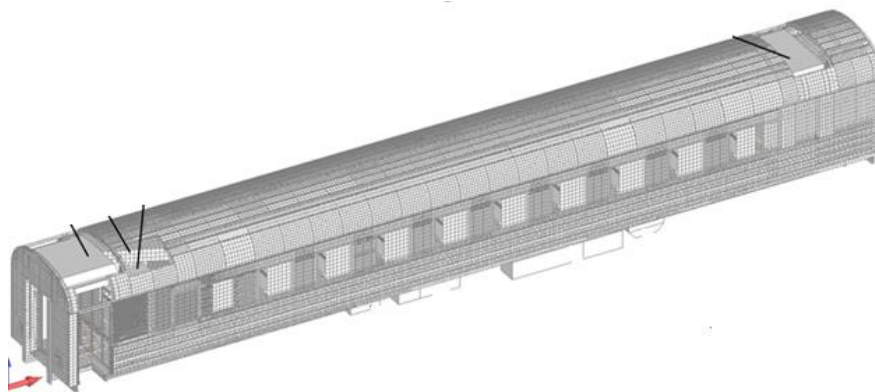


Рисунок 1 – Модель кузова пассажирского вагона

На раму кузова пластинчатыми элементами был смоделирован пол. На полу поставлены межкупейные перегородки, выполненные также пластинчатыми элементами с жесткостными и инерциальными характеристиками реальных объектов.

Для учета внутреннего трения связи межкупейных перегородок с внутренней обшивкой боковой стены и полом были выполнены в точках реального соединения этих частей, путем объединения совмещенных узлов элементов и жесткими одномерными элементами (рисунок 2). В местах несовпадения узлов в программном комплексе, реализующем метод конечных элементов, использовалась команда «Slide Line» (Линия скольжения), которая предназначена для моделирования линий относительного скольжения деформируемых тел при контакте [8, 9]. Здесь задавались такие параметры как статический коэффициент трения f между поверхностями вдоль линии скольжения и

коэффициент жесткости C_t для относительного касательного смещения Δ_t узлов линий скольжения основной и подчинительной поверхностей до начала проскальзывания:

$$C_t = \frac{F_t}{\Delta_t}, \quad (1)$$

где F_t – сила трения.

При $F_t < \max F_t$:

$$\max F_t = f \cdot N, \quad (2)$$

где N – нормальное усиление в контактирующих узлах.

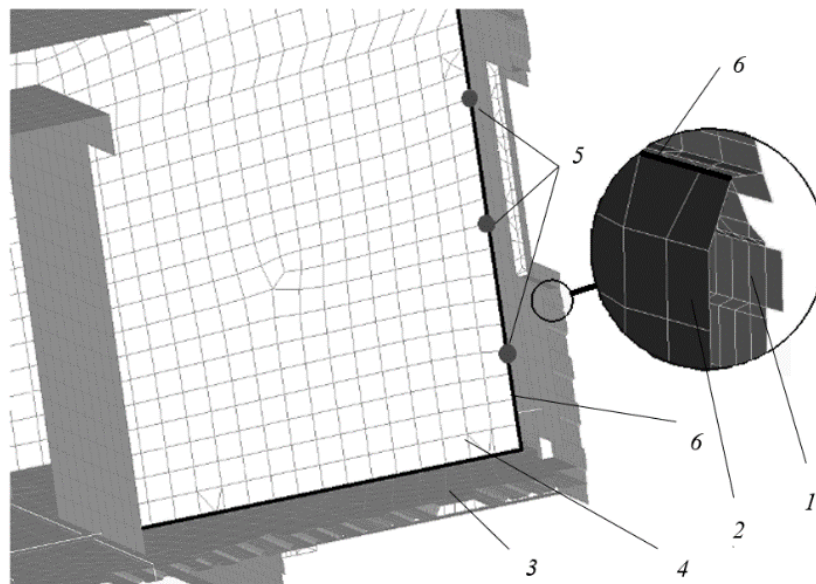


Рисунок 2 – Соединение внутренней обшивки боковой стены и пола с межкупейной перегородкой:

1 – боковая стена 2 – внутренняя обшивка боковой стены; 3 – рама кузова с полом; 4 – межкупейная перегородка; 5 – узлы соединения межкупейной перегородки и внутренней обшивки боковой стены; 6 – конечные элементы «Slide Line»

Составляющие интерьера вагона, такие как диваны и полки, выполнялись в виде объёмных конечных элементов, которые соответствуют реальным, как по массе, так и по размерам (рисунок 3). Учет трения этих элементов был произведен также, как и в предыдущем описании.

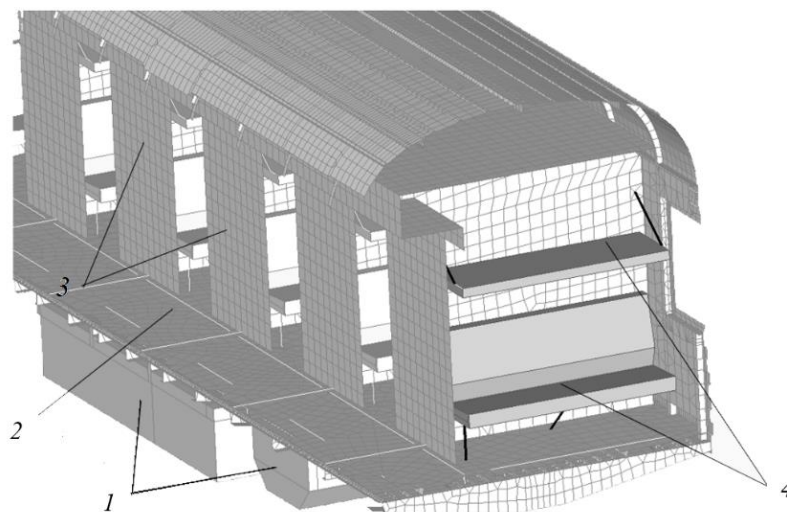


Рисунок 3 – Составляющие интерьера вагона, смоделированные объёмными конечными элементами:

- 1 – тяжеловесное оборудование; 2 – пол на упругих элементах;
3 – межкупейные перегородки; 4 – диваны и полки

Результаты и обсуждения

Следующим этапом было сопоставление принятых расчетных критериев с натурными испытаниями для традиционной МКЭ модели кузова, в которой не учитывалось внутреннее оборудование и его трение с элементами кузова и модели уточненной, описанной ранее.

Для каждого варианта конечноэлементной модели были приняты следующие расчетные критерии: величина первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальные напряжения.

Разница значений первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальных напряжений с экспериментом составляет:

- для традиционного варианта 10,4 % по частотам, 20 % по напряжениям;
- для уточненного варианта 1,6 % по частотам, 5,8 % по напряжениям.

Для более точного анализа адекватности и работоспособности вариантов были созданы гибридные динамические модели. На основе их расчета произведено сравнения полученных результатов, в частности спектральной плотности вертикального ускорения (W) для различных частот колебаний (f) и скоростей движения (v), с натурными ходовыми испытаниями.

В качестве примера, на рисунке 4 приведены графики зависимости спектральной плотности вертикального ускорения от частоты колебаний, на скоростях движения от 20 км/ч до 140 км/ч в среднем сечении кузова.

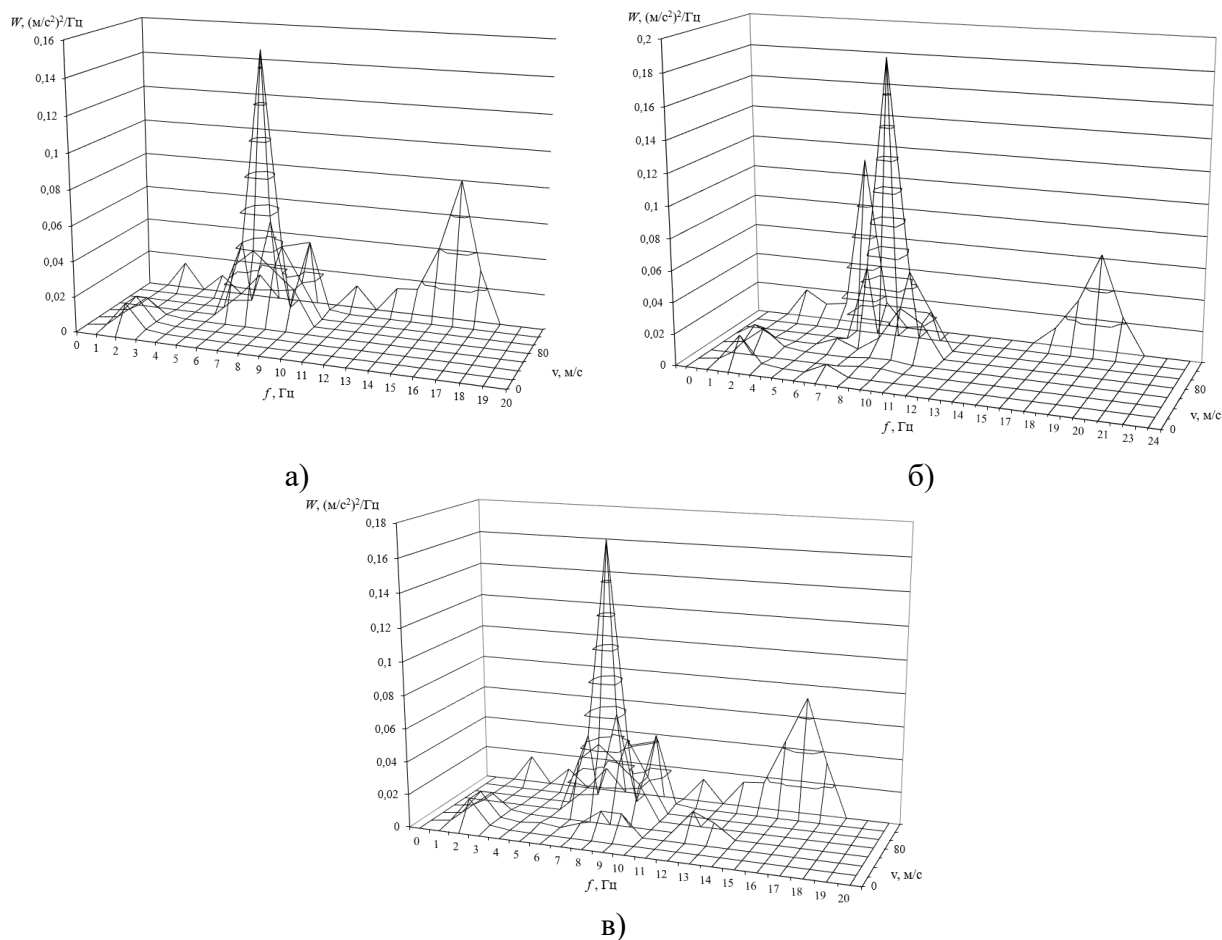


Рисунок 4 – Зависимости спектральной плотности вертикального ускорения от частоты колебаний кузова в среднем сечении на уровне пола:

а – экспериментальные значения; б – традиционный вариант конечноэлементной модели;
в – уточненный вариант конечноэлементной модели

В ходе сопоставления полученных расчетных данных с натурными ходовыми испытаниями было получено, что (рисунок 4):

- традиционный вариант конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 19...20 % по частотам и на 20...24 % по значениям спектральной плотности мощности;
- уточненный вариант конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 7,0...9,0 % и 9,0...11 %.

Заключение

Анализ полученных результатов показал, что разница значений первой собственной частоты изгибных колебаний и максимальных напряжений с экспериментом составляет: для традиционного варианта 10,4 % по частотам, 20,0 % по напряжениям; для уточненного – 1,6 % по частотам, 5,8 % по напряжениям. Также были определены основные динамические характеристики вагона, анализ которых позволил сделать выводы о том, что максимальное расхождение традиционного варианта гибридной динамической модели составляет 16,26 %, а уточненного – 7,15 %.

Полученные данные свидетельствуют о целесообразности использования конечноэлементных моделей, имеющих реальное распределение массы конструкций кузова, а также их взаимодействия между собой посредством трения поверхностей этих элементов для расчета первой собственной частоты изгибных колебаний кузова, а также анализа прочности металлоконструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Tawade S. (2022). Analysis of Natural Frequency of a Four-Wheeler Passenger Car by Combined Rectilinear and Angular Modes an Analytical Approach. 9. P. 319-324.
2. Sun W., Zhou J., Gong D., You T. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016; 8(4). doi:10.1177/1687814016643640
3. Sun, Wenjing & Zhou, Jinsong & Gong, Dao & You, Taiwen. (2016). Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 8. 10.1177/1687814016643640.
4. Полюшкин, Н.Г. Основы теории трения, износа и смазки: учеб. пособие / Н.Г. Полюшкин; Краснояр. гос. аграр. ун-т. Красноярск, 2013. - 192 с.
5. «Основы трибологии (трение, износ, смазка)» / Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский и др./ под ред. А.В. Чичинадзе: учебн. для техн. вузов - М.: центр «Наука и техника», 1995. - 778 с.
6. Антипин Д. Я., Лукашова Е. В., Болдырев А.П., Лозбинев Ф.Ю. Обоснование конструктивных решений по повышению жесткости несущей конструкции кузова пассажирского вагона // *Транспортное машиностроение*. 2023. № 5. С. 60-68. DOI: <https://doi.org/10.30987/2782-5957-2023-5-60-68>
7. Антипин Д.Я., Лукашова Е.В., Болдырев А.П., Лозбинев Ф.Ю. Совершенствование методики оценки вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона // *Транспортное машиностроение*. 2023. № 4 (16). С. 39-46.
8. Гончаров П.С. NX Advanced Simulation. Практическое пособие. М.: МДК Пресс, 2014. 112 с.

9. Шимкович Д. Г. Femap & Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов. (Серия «Проектирование») / Д.Г. Шимкович. - Москва: ДМК Пресс, 2018. - 704 с. - ISBN 978-5-97060-633-9

E.V. Lukashova
Bryansk State Technical University,
Bryansk, Russia, leno4kachepikova@gmail.com

IMPACT OF TAKING INTO ACCOUNT FRICTION FORCES ON MODELING THE DYNAMICS OF A PASSENGER CAR

Abstract.

An important aspect of modeling the dynamics of passenger cars is taking into account the internal friction forces that arise as a result of the interaction of various vehicle components, which include the passenger compartment and the intercompartment partitions of the body. This paper examines the influence of internal friction forces on the dynamic calculations of a finite element model of a passenger car body, as well as methods for taking them into account in models.

Keywords: body, finite element model, friction, FEM