

УДК 534.1:629.4.014.6

**МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАМЫ ВЕДУЩЕЙ ТЕЛЕЖКИ ДИЗЕЛЬ Поезда Д1****Гриндей Е.О.****MODAL ANALYSIS OF THE LEADING BOGIE FRAME OF THE DIESEL-MULTIPLE UNIT TRAIN OF D1 SERIES****Gryndei E.**

*В статье рассматривается создание расчетной модели несущих конструкций моторного вагона дизель поезда серии Д1. Представлены особенности построения уточненной расчетной модели для проведения модального анализа рамы ведущей тележки. Разработанная расчетная модель отражает конструктивные особенности всего вагона, включая массы кузова, гидropередачи и дизеля, как удаленные массы, а также, характеристики рессорного подвешивания и опорных устройств кузова на тележки и тележек на колесные пары. Для адекватного распределения инерционных характеристик кузова вагона расчетная модель дополнена элементом, который имитирует поддерживающую тележку.*

*На основании разработанной модели сгенерирована конечно-элементная сетка с использованием элементов типа тетраэдр. Выполнен расчет собственных частот рамы ведущей тележки в диапазоне до 100 Гц и соответствующих им форм колебаний.*

*Для верификации представленной расчетной схемы в ходе ходовых динамических испытаний моторного вагона дизель поезда измерялись деформации элементов рамы тележки при разных скоростях движения и типичных эксплуатационных режимах. Выполнено сравнение результатов модального анализа и частот, которые имеют значительную интенсивность, полученную из амплитудных спектров деформаций, построенных на основании результатов испытаний. А так же проведен сравнительный анализ частоты подкакивания кузова вагона, вычисленной по аналитической формуле и с использованием МКЭ. Установлена адекватность полученных собственных частот рамы тележки моторного вагона дизель поезда Д1.*

**Ключевые слова:** дизель поезд Д1, моторный вагон, ведущая тележка, расчетная модель, модальный анализ, собственная частота, верификация.

**Постановка проблемы.** Прогнозирование долговечности тягового подвижного состава с точки зрения усталостной прочности позволяет предсказывать вероятный пробег локомотивов без повреждений несущих конструкций, а также выявлять «ослабленные» места, в которых появление усталос-

тных повреждений возникнет раньше, чем в других [1]. Кроме того, использование информации о распределении прогнозируемой долговечности по конструкции, обеспечивает повышение эффективности проведения неразрушающего контроля экипажной части железнодорожного подвижного состава, способствуя тем самым обоснованному принятию решений относительно возможного продления срока службы [2,3].

Дизель поезд Д1 выпускался в 1960 – 1980-х годах венгерским заводом Ганц-МАВАГ. Дизельный поезд Д1 состоит из двух моторных вагонов и двух прицепных вагонов. Кузов моторного вагона опирается на трёхосную ведущую (моторную) и двухосную поддерживающую тележки. Установленный производителем нормативный срок службы вагонов дизель поезда Д1 – 20 лет, максимально допустимый – при условии поэтапного продолжения – 45 лет.

При оценивании долговечности особое значение имеет близость частотного спектра нагрузок и собственных частот конструкции, поскольку от этого зависят вклады силовых воздействий на динамическую деформацию конструкции. В случае приближения частоты динамического воздействия на конструкцию к одной из ее собственных частот интенсивность нагрузки распределяется по соответствующей форме колебаний [4].

**Анализ последних исследований и публикаций.** Расчетная оценка усталостной долговечности является интегральной и не раскрывает основных факторов, которые влияют на накопление повреждений конструкции [5]. С точки зрения выявления факторов, влияющих на эксплуатационную прочность несущих конструкций подвижного состава, практический интерес представляет исследование собственных частот и форм колебаний несущих конструкций, которое в САЕ-системах получило название модального анализа [6].

Совместные колебания механических систем железнодорожного подвижного состава вызываются рядом разнообразных по природе и характеру возмущающих факторов [7, 8]. Традиционные расчетные схемы, используемые при расчете прочности несущих конструкций подвижного состава, не могут применяться для проведения модального и динамического анализа, так как не отражают индивидуальные особенности сложных конструкций и не учитывают факторы, способные существенно влиять на результаты расчета. Расчетные модели необходимо строить таким образом, чтобы они наиболее полно отражали особенности рассматриваемой конструкции и способы ее нагружения, позволяли получить наибольшую точность результатов и обеспечивали экономически приемлемую трудоёмкость вычислительных работ [9 10].

**Цель статьи.** Разработать адекватную расчетную схему для модального анализа и проверить точность расчетов. Провести сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений собственных частот ведущей рамы тележки моторного вагона дизель поезда Д1.

**Материалы исследований.** Несущие конструкции экипажной части вагонов представляют собой сложные сборочные системы, среди которых наиболее нагруженные – рамы тележек. Вследствие статических, квазистатических и динамических воздействий, которым подвергается экипажная часть в условиях эксплуатации, в рамах тележек постоянно происходят изменения напряженно-деформированного состояния, которые и являются причиной накопления усталостных повреждений.

В статье представлены особенности построения уточненной расчетной модели для проведения модального анализа несущих конструкций подвижного состава на примере ведущей рамы тележки моторного вагона дизель поезда Д1. При этом рассмотрены вопросы верификации расчетной модели и проведена проверка адекватности полученных результатов.

**Трехмерная (3D) и конечно-элементная (КЭ) модели рамы тележки дизель поезда Д1.** Рама тележки моторного вагона дизель поезда Д1 представляет собой цельно сварочную конструкцию, которая

состоит из двух боковин, соединённых между собой двумя концевыми, главной поперечной и двумя промежуточными балками. Продольные и поперечные балки на раме тележки предназначены для установки и крепления силового оборудования. Впереди обе боковины плавно соединены с конечной балкой, выгнутой для размещения на ней картера дизеля. К верхнему поясу боковины приварены опорные пяты скользунов. Скользун почти полностью размещены на боковинах, что значительно уменьшает изгибный момент, который действует на главную поперечную балку. Благодаря чему уменьшено ее сечение, что позволило сделать тележку легкой. Расположение скользунов под углом относительно продольной оси тележки определяет теоретический центр вращения тележки, что исключает необходимость установки шкворня. К нижнему поясу боковины приварены кронштейны для установки фрикционных амортизаторов и тормозного цилиндра, а так же буксовые челюсти. Передняя промежуточная балка выгнута в средней части. Между передней концевой и промежуточной балками сварена балка коробчатого сечения для установки опоры дизеля. Все остальные опоры закреплены на кронштейнах, приваренных к боковинам, передней концевой балке и балке для опоры дизеля [11].

К кронштейну, который приварен к главной поперечной балке, подвешена коробка скоростей, которая кроме этого присоединена к сложной по конфигурации балке, которая имеет три точки опоры и приварена к главной поперечной балке, боковинам и задней промежуточной балке. Второй кронштейн подвески гидромеханической передачи, приваривается к специальной мощной и короткой балке, присоединенной с одной стороны к главной поперечной балке, а с другой – к боковине рамы. Задняя концевая балка в средней части изогнута для установки на нее корпуса подшипника карданного вала привода редуктора вспомогательных машин.

В соответствии с технической документацией с помощью программы SolidWorks 2008 построена трехмерная геометрическая (3D) модель рамы тележки Д1 с учетом всех выше изложенных особенностей конструкции (рис. 1).

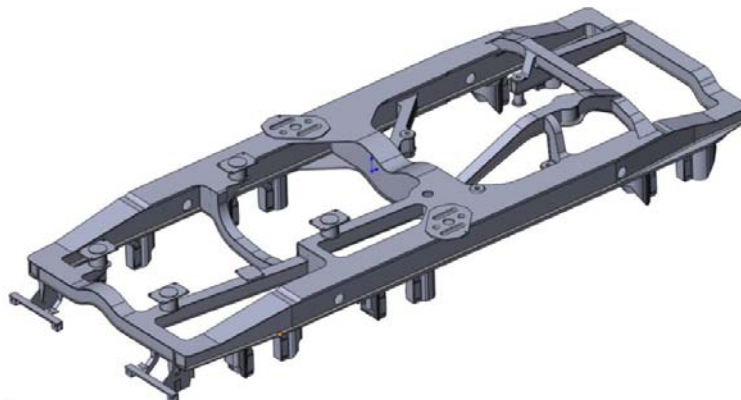


Рис. 1. 3D модель ведущей рамы тележки

На основании разработанной 3D модели сгенерирована конечно-элементная сетка. При создании сетки определена степень дискретизации твердотельной модели, с указанием как параметра размера конечных элементов (тетраэдров), при помощи которых формируется математическая модель рамы тележки. Конечно-элементная сетка может существенным образом влиять на качество получаемых решений в случае сложной пространственной конфигурации конструкции [12]. Как правило, более мелкое разбиение обеспечивает лучшие по точности результаты. Поэтому сгенерирована конечно-элементная сетка с размером стороны элемента 8 мм. Качество сетки проверено по правилу Рунге [13]. Конечно-элементная модель рамы тележки содержит 1817137 узлов и 7737063 элементов.

#### Расчетная модель для модального анализа.

Существенное влияние на расчетные частоты и формы колебаний конструкции оказывают способ ее закрепления и ее особенности. Следовательно, расчетная схема рамы тележки должна отражать все характеристики рессорного подвешивания и опорных устройств. Для проведения расчетов динамических характеристик напряженно-деформированного состояния рамы тележки моторного вагона разработана уточненная расчетная модель (рис. 2). Эта расчетная модель имеет отличие от модели, применяемой для статических расчетов, тем, что содержит дополнительные конструктивные элементы.

Кузов моторного вагона представлен удаленной массой, опирающейся на скользуны рамы тележки, которые смоделированы абсолютно жесткими элементами (рис. 2а). Эти элементы представляют собой примитивные геометрические фигуры, повторяющие реальные размеры. Масса кузова передается на «скользуны» с помощью элементов типа абсолютно жесткие стержни, перемещение которых возможно только в направлении теоретического центра вращения тележки.

Для того, чтобы правильно распределить действие массы кузова, создана имитационная модель поддерживающей тележки (рис. 2б) в виде твердого

тела с габаритами, повторяющими центральную часть рамы. Кроме того, смитировано рессорное подвешивание этой тележки, которое представлено упругим опиранием, с жесткостью, рассчитанной с учетом характеристик комплектов пружин.

Учитывая, значительные массы дизеля и гидрорепердачи, в уточненной расчетной схеме эти конструктивные элементы представлены как удаленные массы, размещенные в соответствии с положением их центров тяжести (рис. 2а).

В схеме рамы ведущей тележки опирание на короткий и длинный балансиры, представленные абсолютно жесткими элементами, смоделировано с помощью упругих элементов. Балансиры связаны с колесными парами с помощью элемента типа «штифт», который не позволяет балансирам перемещаться, разрешая вращение относительно продольной оси штифта.

В уточненной расчетной схеме колесные пары представлены абсолютно жесткими телами, зафиксированными в местах расположения буксовых челюстей (рис. 2а). Эти тела связаны в продольном и поперечном направлениях упругими элементами с элементами, имитирующими буксовые узлы. Для бегунковой колесной пары продольная связь между буксовыми челюстями и буксовыми узлами отсутствует.

Со стороны поддерживающей тележки предусмотрена упругая связь кузова со следующим вагоном. Масса кузова, приложенная на поддерживающую тележку, распределена по элементам, которые имитируют скользуны (рис. 2б).

Характеристики всех упругих элементов заданы линейными. Рассеивание механической энергии отображено при помощи модального демпфирования, которое устанавливает коэффициент демпфирования по каждой форме колебаний.

Жесткостные характеристики рессорного подвешивания, вычисленные на основании технических данных [14], и массы дизеля, гидрорепердачи и кузова моторного вагона дизель поезда Д1, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Инерционные и жесткостные характеристики вагона дизель поезда Д1

Параметры	Ведущая тележка		Поддерживающая тележка	
	Комплект 3-х рядных пружин	Комплект 2-х рядных пружин	Буксовое подвешивание Комплект 2-х рядных пружин	Центральное подвешивание Комплект 2-х рядных пружин
вертикальная	4144290 Н/м	3446056 Н/м	702697 Н/м	1090499 Н/м
горизонтальная	708808 Н/м	141160 Н/м	1049600 Н/м	980662 Н/м
Масса дизеля	4,6 т		–	
Масса гидрорепердачи	2,54 т		–	
Масса кузова с пассажирами	51 т			

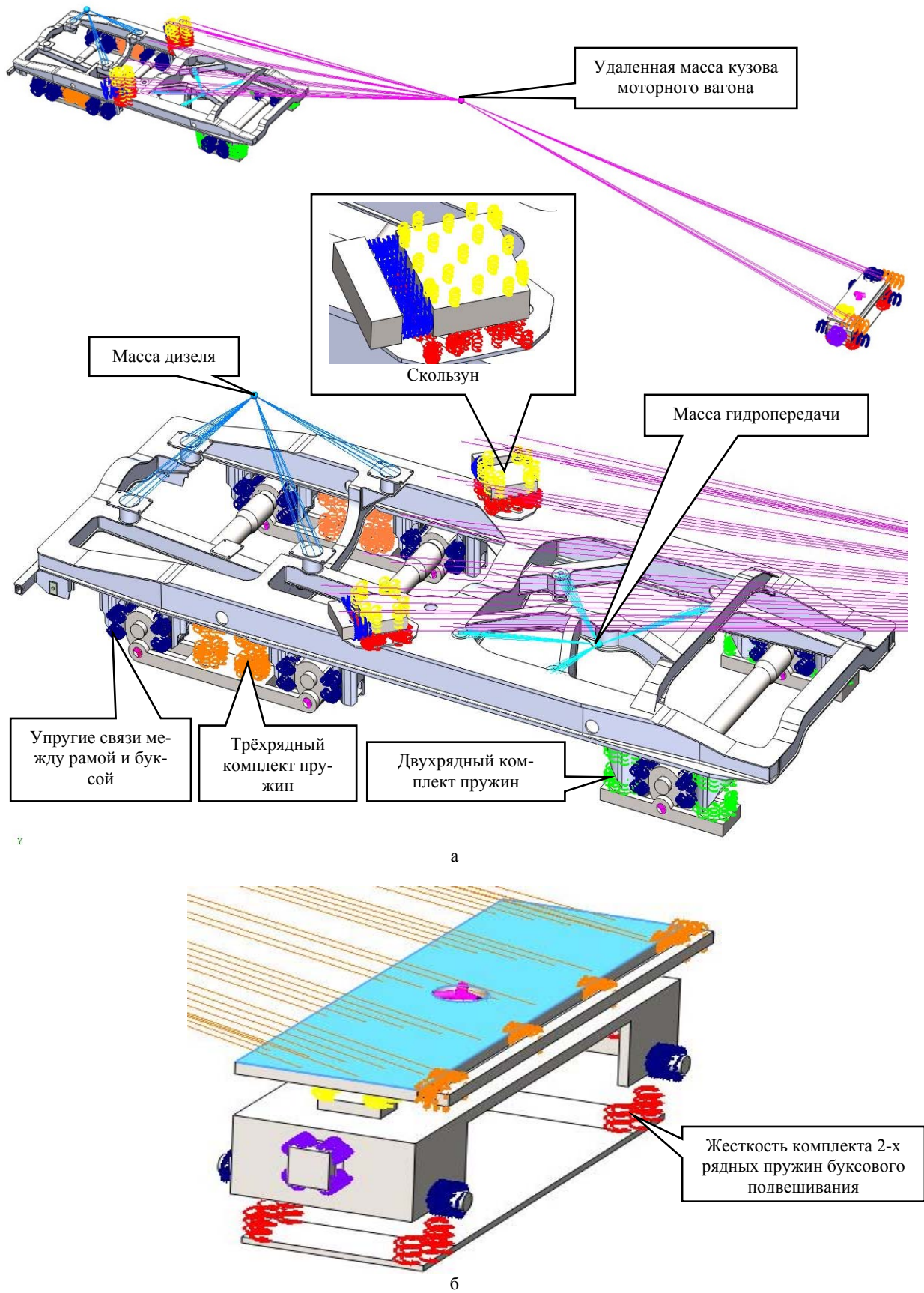


Рис. 2. Уточненная расчетная модель рамы ведущей тележки моторного вагона:  
 а – ведущая тележка; б – имитация поддерживающей тележки

**Модальний аналіз.** Как известно, динамический отклик несущей конструкции обусловлен ее собственными формами колебаний. Выходными данными модального анализа выступают частоты и формы колебаний конструкции, которые дают возможность дальнейшего вычисления характеристик ее напряженно-деформированного состояния при динамическом анализе. По результатам модального анализа каждой собственной форме колебаний сопоставляется массовая доля конструкции, приходящаяся на колебание, осуществляющееся по соответствующей форме.

Из всего массива собственных частот, которыми обладает конструкция, колебания происходят в основном на определенных частотах, массовая доля которых наибольшая. Такие частоты называют главными, а направление, по которому они действуют – главными направлениями [15].

Для рамы тележки рассчитаны частоты, в диапазоне до 100 Гц. Результаты анализа представлены в Таблице 2, где показаны значения первых 12 частот и массовые доли по главным направлениям. Частоты, формы колебаний которых имеют значительные массовые доли, в таблице 2 выделены.

Поскольку в расчетной схеме учтено, что масса кузова опирается упруго на раму тележки, то, собственные частоты кузова проявляются в спектре, вычисленном при модальном анализе. Это позволяет выполнять проверку построенной расчетной модели по частоте подсакивания кузова. Для этого рассчитана частота подсакивания кузова  $v_a$  по аналитической формуле (1):

$$v_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum K_{тэл}}{m_{куз}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum K_{вед.т.} + \sum K_{под.т.}}{m_{куз}}}, \quad (1)$$

где  $\sum K_{тэл}$  – суммарная жесткость рессорного подвешивания ведущей и поддерживающей тележек;  $m_{куз}$  – масса кузова с пассажирами.

Суммарная жесткость рессорного подвешивания ведущей тележки моторного вагона рассчитана по формуле (2):

$$\sum K_{вед.т.} = \sum K_{3хряд} + \sum K_{2хряд}, \quad (2)$$

где  $\sum K_{3хряд}$  – суммарная жесткость двух комплектов 3-х рядных пружин рессорного подвешивания ведущей тележки;  $\sum K_{2хряд}$  – суммарная жесткость двух комплектов 2-х рядных пружин рессорного подвешивания ведущей тележки.

Поддерживающая тележка, в отличие от ведущей, кроме буксового подвешивания оборудована центральным подвешиванием. Следовательно, суммарная жесткость рессорного подвешивания поддерживающей тележки определяется по формуле (3):

$$\sum K_{под.т.} = \frac{1}{1/\sum K_{бук.п.} + 1/\sum K_{цент.п.}}, \quad (3)$$

где  $\sum K_{бук.п.}$  – суммарная жесткость четырех комплектов 2-х рядных пружин буксового подвешивания поддерживающей тележки;  $\sum K_{цент.п.}$  – суммарная жесткость двух комплектов 2-х рядных пружин центрального подвешивания поддерживающей тележки.

Итак, частота подсакивания кузова равна,  $v_a = 2,8$  Гц.

Таблица 2

Частоты рамы ведущей тележки

№ Форм колебаний	Частота, Гц	Массовая доля в главных направлениях		
		Продольное	Вертикальное	Поперечное
1	1,88	–	–	0,19
2	2,41	–	0,84	–
3	2,77	–	–	0,23
4	3,10	0,023	0,05	–
5	4,84	0,015	0,008	0,001
6	5,16	0,014	0,013	0,001
7	9,93	0,109	–	–
8	16,72	0,002	–	0,005
9	18,45	–	–	0,069
10	19,58	–	–	0,008
11	19,74	–	–	0,037
12	20,07	–	–	0,068

Рассчитанная при модальном анализе главная частота в вертикальном направлении составляет  $\nu_{\text{расч}} = 2,41 \text{ Гц}$ .

Для верификации расчетной схемы также установлена соответствующая частота по результатам ходовых динамических испытаний  $\nu_{\text{ход.исп.}} = 2,61 \text{ Гц}$ .

При проведении испытаний измерялись ускорения кузова, рам тележек и буксовых узлов моторного вагона дизель поезда Д1 и деформации рамы ведущей тележки при разных скоростях движения и типичных эксплуатационных режимах. Обработка замеренных реализаций ускорений и деформаций проведена с использованием программы, разработанной в ПК Labview [16].

При сравнении низшей собственной частоты в вертикальном направлении, определенной на основании модального анализа и ходовых динамических испытаний, установлено, что отличие этих значений не превышает 7,66%.

Для верификации уточненной расчетной модели сопоставлены расчетные частоты с частотами, которые имеют значительную интенсивность, установленную из амплитудных спектров деформаций. Эти деформации измерены тензодатчиками, которые были размещены во время проведения испытаний на раме ведущей тележки (рис. 3). Представленные амплитудные спектры деформаций соответствуют интервалу скорости движения дизель поезда 40-50 км/ч (рис. 4-5).

Как видно, при сопоставлении представленных значений, расчетные частоты удовлетворительно согласуются с результатами испытаний, что подтверждает адекватность уточненной расчетной схемы.

На рис. 6 представлены формы колебаний рамы ведущей тележки моторного вагона дизель поезда Д1, соответствующие частотам 1,88 Гц, 2,41 Гц, 5,16 Гц.

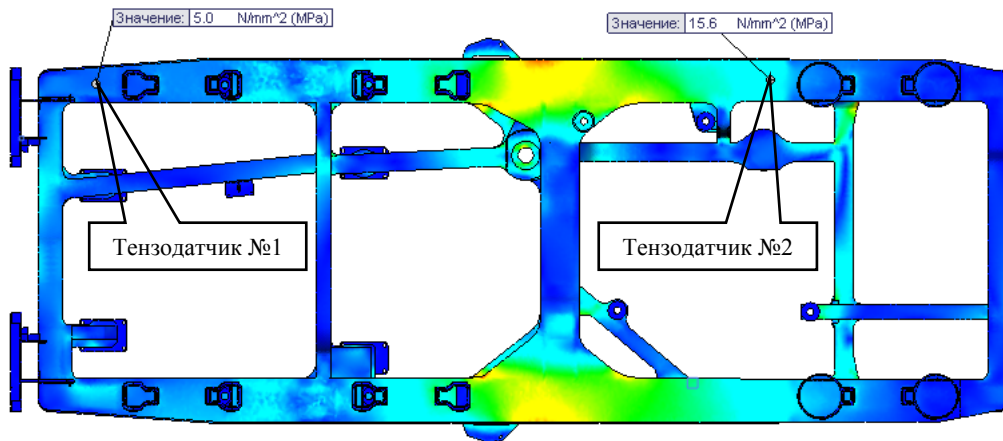


Рис. 3. Расположение тензодатчиков 1 и 2 на раме тележки

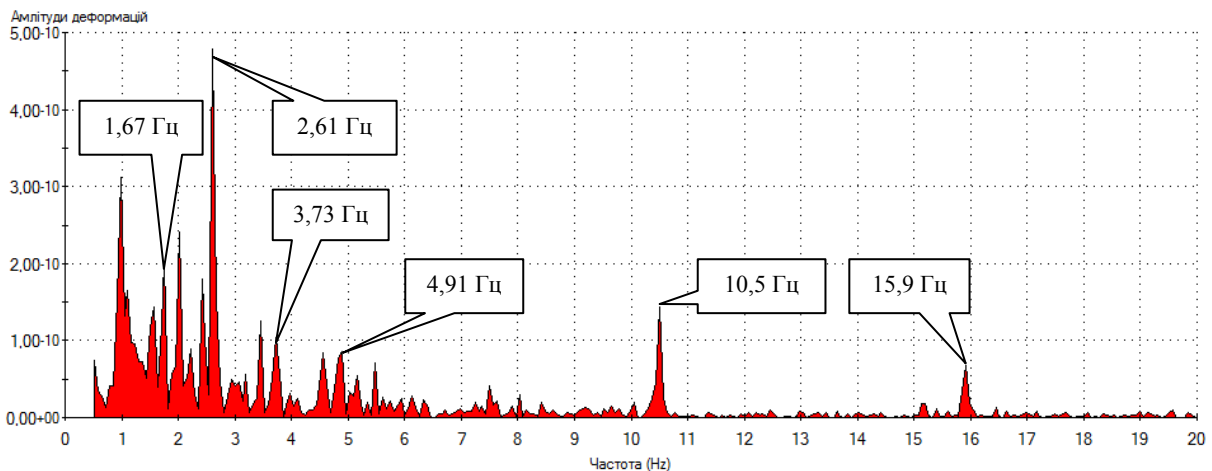


Рис. 4. Амплитудный спектр деформаций (тензодатчик №1)

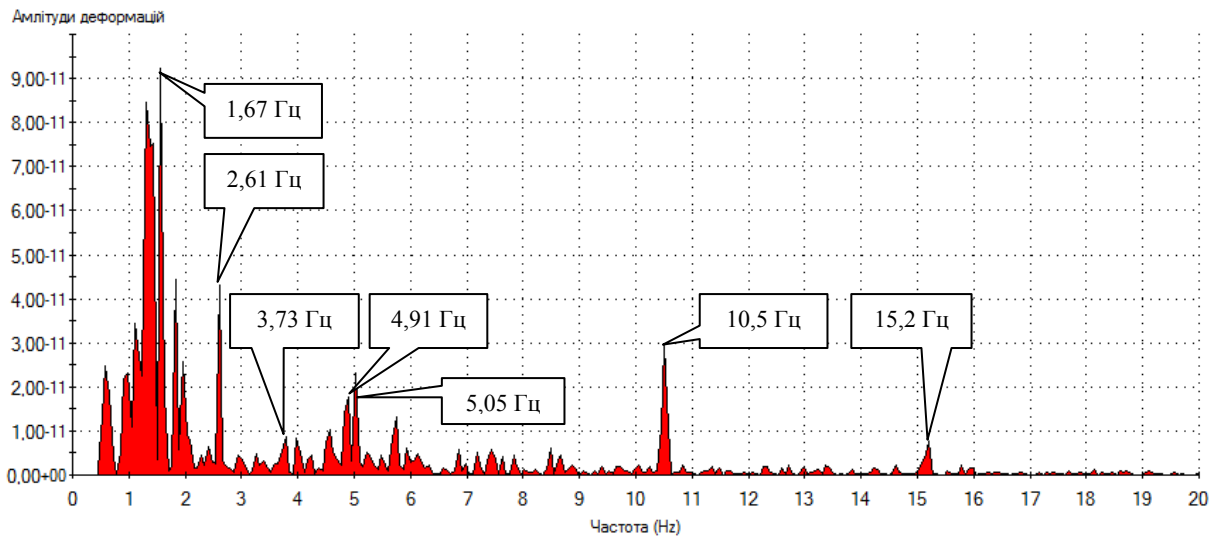
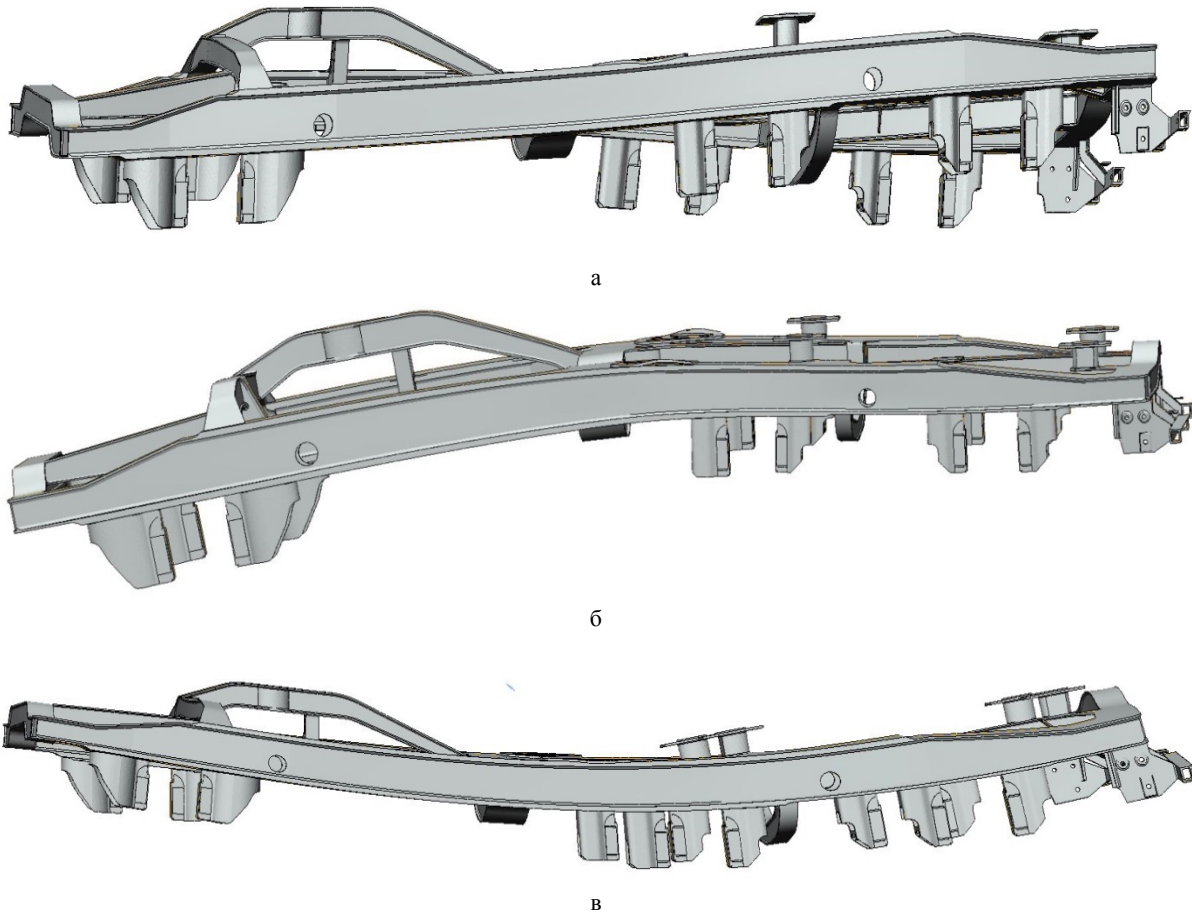


Рис. 5. Амплитудный спектр деформаций (тензодатчик №2)

Рис. 6. Формы колебаний рамы ведущей тележки соответствующие частотам:  
а – 1,88 Гц; б – 2,41 Гц; в – 5,16 Гц

**Выводы.** 1. При построении расчетных схем для проведения модального анализа применительно к рамам тележек железнодорожного подвижного состава необходимо корректно отражать все характеристики рессорного подвешивания и опорных уст-

ройств транспортного средства, условия закрепления исследуемой конструкции.

2. Уточненная расчетная схема благодаря дополнительным элементам, которые имитируют детали рамы тележки, позволяет получить более полное отображение реальной конструкции.

3. По результатам модального анализа, проведенного для рамы моторной тележки дизель поезда Д1, вычислены частот конструкции в диапазоне до 100 Гц. Сопоставление значений расчетных собственных частот в вертикальном направлении с результатами испытаний и аналитической частотой указало на близость их значений. Так, наибольшие различия между частотами в вертикальном направлении, определенными при модальном анализе и испытаниях, не превышает 7,66%, что указывает на адекватность уточненной расчетной модели реальной конструкции.

4. В целом, применение модального анализа совместно с анализом динамических процессов, регистрируемых в ходовых испытаниях, позволяет обеспечить верификацию компьютерной модели и полученных результатов.

#### Л и т е р а т у р а

1. Техническое регулирование и продление назначенных сроков службы тягового подвижного состава./ В.И. Дворецкий, А.Ю. Черняк, Ю.В. Браславец, П.А. Гриндей // Залізничний трансп. України. – 2008. – № 2/1. – С. 51-53.
2. А. А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев / Компьютерное моделирование в инженерной практике – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040с.
3. Огородникова О.М. ANSYS Workbench - модальный анализ [Электронный ресурс] / Учебно-методические материалы Огородниковой О. М. – 2009. – Режим доступа. <http://cae.ustu.ru/cont/edu/edu.htm>.
4. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. – 444 с.
5. Оцінка втомної довговічності несучих конструкцій тягового рухомого складу / Г. Ю. Черняк, Р. Ю. Дьомін, П. О. Гриндей, А. В. Мостович // Залізничний трансп. України. – 2008. – №3. – С. 15-17.
6. Модальный анализ и усталостная долговечность рам тележек тягового подвижного состава / А.Ю. Черняк, Е.О. Гриндей, П.О. Гриндей – Локомотив информ, №11, 2010 – С.4 – 7.
7. Makeev V.P., Grinenko N.I., Pavlyuk Ju.S. Статистические задачи динамики упругих конструкций. – М.: Наука, 1984. – 232 с.
8. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
9. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.
10. Вагоны: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / Л.А. Шадур, И.И. Челноков и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
11. Дизельные поезда. Устройство, эксплуатация, ремонт, устранение неисправностей/ А.П. Палкин и др.// Изд-во «Транспорт». – 1970. – С.1-360.
12. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040с.
13. Численные методы. Учеб.пособие/ Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков /Режим доступа:

[http://storage.library.opu.ua/online/books/kaf\\_is/bahvalov\\_.pdf](http://storage.library.opu.ua/online/books/kaf_is/bahvalov_.pdf)

14. Справочник по электроподвижному составу, тепловозам и дизель-поездам / А.И. Тищенко – Т.И.М., «Транспорт», 1976. – 432 с.
15. Курс теории колебаний. Учеб. Пособие для студентов вузов. Изд. 3-е, испр. И доп. / А.А. Яблонский, С.С. Норейко / М.: Высшая школа, 1975. – С. 248.
16. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В.П. Федоров, А.К. Нестеренко. – М.: ДМК Пресс, 2007. – 427 с.

#### References

1. Tehnicheskoe regulirovanie i prodlenie nazna-chennyh srokov sluzhby tjagovogo podvizhnogo sostava./ V.I. Dvoreckij, A.Ju. Chernjak, Ju.V. Braslavec, P.A. Grindej // Zaliznichnij transp. Ukraïni. – 2008. – № 2/1. – S. 51-53.
2. A. A. Aljamovskij, A.A. Sobachkin, E.V. Odincov, A.I. Haritonovich, N.B. Ponomarev / Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike – SPb.: BHV-Peterburg, 2008. – 1040s.
3. Ogorodnikova O.M. ANSYS Workbench - mo-dal'nyj analiz [Jelektronnyj resurs] / Uchebno-metodicheskie materialy Ogorodnikovoj O. M. – 2009. – Rezhim dostupa. <http://cae.ustu.ru/cont/edu/edu.htm>.
4. Timoshenko S.P. Kolebanija v inzhenernom dele. M.: Nauka, 1967. – 444 s.
5. Ocinka vtomnoï dovgoichnosti nesuchih konstrukcij tjagovogo ruhomogo skladu / G. Ju. Chernjak, R. Ju. D'omin, P. O. Grindej, A. V. Mostovich // Zaliznichnij transp. Ukraïni. – 2008. – №3. – S. 15-17.
6. Modal'nyj analiz i ustalostnaja dolgovechnost' ram telezhok tjagovogo podvizhnogo sostava / A.Ju. Chernjak, E.O. Grindej, P.O. Grindej – Lokomotiv inform, №11, 2010 – S.4 – 7.
7. Makeev V.P., Grinenko N.I., Pavljuk Ju.S. Sta-tisticheskie zadachi dinamiki uprugih konstrukcij. – M.: Nauka, 1984. – 232 s.
8. Mehanicheskaja chast' tjagovogo podvizhnogo sostava: Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transp. / I.V. Birjukov, A.N. Savos'kin, G.P. Burchak i dr. – M.: Transport, 1992. – 440 s.
9. Statisticheskaja dinamika rel'sovych jekipazhej / V.F. Ushkalov, L.M. Reznikov, S.F. Red'ko – Kiev: Nauk. dumka, 1982. – 360 s.
10. Vagony: Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transp. / L.A. Shadur, I.I. Chelnokov i dr. – 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Transport, 1980. – 439 s.
11. Dizel'nye poezda. Ustrojstvo, jekspluatacija, remont, ustranenie neispravnostej/ A.P. Palkin i dr.// Izd-vo «Transport». – 1970. – S.1-360.
12. SolidWorks 2007/2008. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike / A. A. Aljamovskij, A.A. Sobachkin, E.V. Odincov, A.I. Haritonovich, N.B. Ponomarev. – SPb.: BHV-Peterburg, 2008. – 1040s.
13. Chislennye metody. Ucheb.posobie/ N.S. Bahvalov, N.P. Zhidkov, G.M. Kobel'kov /Rezhim dostupa: [http://storage.library.opu.ua/online/books/kaf\\_is/bahvalov\\_.pdf](http://storage.library.opu.ua/online/books/kaf_is/bahvalov_.pdf)
14. Spravochnik po jelektropodvizhnomu sostavu, teplovozam i dizel'-poezdam / A.I. Tishhenko – T.I.M., «Transport», 1976. – 432 s.
15. Kurs teorii kolebanij. Ucheb. Posobie dlja studentov vtuzov. Izd. 3-e, ispr. I dop. / A.A. Jablonskij, S.S. Norejko / M.: Vysshaja shkola, 1975. – S. 248.
16. Cifrovaja obrabotka signalov v LabVIEW / V.P. Fedorov, A.K. Nesterenko. – M.: DMK Press, 2007. – 427 s.



**Гриндей О.О. Модальний аналіз рами ведучого візка моторного вагону дизель поїзду Д1.**

У статті розглядається створення розрахункової схеми несучих конструкцій моторного вагона дизель поїзда серії Д1. Представлені особливості побудови уточненої розрахункової схеми для проведення модального аналізу рами ведучого візка. Розроблена розрахункова схема відображає конструктивні особливості всього вагона, включаючи маси кузова, гідропередачі та дизеля, як віддалені маси, а також, характеристики ресорного підвішування і опорних пристроїв кузова на візки та візків на колісні пари. Для адекватного розподілу інерційних характеристик кузова вагона розрахункова модель доповнена елементом, який імітує підтримуючий візок.

На підставі розробленої моделі згенеровано кінцево-елементна сітка з використанням елемента типу тетраедр. Виконано розрахунок власних частот рами ведучого візка в діапазоні до 100 Гц і відповідних їм форм коливань.

Для верифікації представленої розрахункової схеми в ході ходових динамічних випробувань моторного вагона дизель поїзда вимірювалися деформації елементів рами візка при різних швидкостях руху і типових експлуатаційних режимах. Виконано порівняння результатів модального аналізу та частот, які мають значну інтенсивність отриманих з амплітудних спектрів деформацій, побудованих на підставі результатів випробувань. А також проведено порівняльний аналіз частоти підскакування кузова вагона, обчислених з аналітичною формулою і з використанням МКЕ. Встановлено адекватність отриманих власних частот рами візка моторного вагона дизель поїзда Д1.

**Ключові слова:** моторний вагон, дизель поїзд Д1, ведучий візок, розрахункова схема, модальний аналіз, власна частота, верифікація.

**Gryndei E. Modal analysis of the leading bogie frame of the diesel-multiple unit train of d1 series.**

*This article describes how to create the supporting structures design model of a motor car of the diesel-multiple*

*unit train of D1 series. Construction peculiarities of a refined design model for the modal analysis of the leading bogie frame are presented. The developed design model reflects the design features of the whole car, including the weight of the body, hydraulic transmission and diesel, as remote masses, and also characteristics of the spring suspension and body support devices on the bogies and bogies support devices on the wheel sets. The design model is complemented with the element that simulates a supporting bogie for an adequate distribution of inertial characteristics of the car body.*

*The finite element mesh using the element of tetrahedron has been generated on the basis of the developed model. The calculation of the natural frequencies of the leading bogie frame in the range of up to 100 Hz and the corresponding vibration modes have been performed.*

*In the course of running dynamic tests the deformation of the bogie frame elements were measured at different speeds of the diesel-multiple unit train and under typical operating conditions in order to verify the presented design model. The comparison of modal analysis results and frequencies, which have a considerable intensity, obtained from the deformation amplitude spectra has been fulfilled. Also there was conducted the comparative analysis of the bouncing rated frequency obtained according to the analytical formula with the frequency when calculating by the FEM. The verification of the adequacy of the obtained results of natural frequencies of the bogie frame in diesel-multiple unit train of D1 series was held.*

**Keywords:** design model, modal analysis, natural frequency, verification, natural frequencies, motor car of the diesel-multiple unit train of D1 series.

**Гриндей Олена Олегівна** – аспірант, інженер I-категорії науково-дослідного відділу динаміки та міцності, ДНДЦ УЗ, [Grindey.E@1520mm.com](mailto:Grindey.E@1520mm.com)

Рецензент: д.т.н., проф. Горбунов М.І.

Стаття подана 27.03.2015