

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

Эксплуатация современных отечественных трамвайных вагонов показала существенные конструктивные недостатки, которые влекут за собой дополнительные затраты на ремонт и их содержание. Одним из основных факторов, влияющих на работоспособность основных узлов трамвайного вагона, является динамическая нагруженность. Поэтому повышение прочностных качеств вагона позволит снизить расходы на ремонт и эксплуатацию, увеличить срок службы и улучшить условия перевозки пассажиров.

С целью определения динамической нагруженности кузова трамвайного вагона была разработана методика поэтапного динамического расчета на прочность кузова трамвайного вагона (рисунок 1).

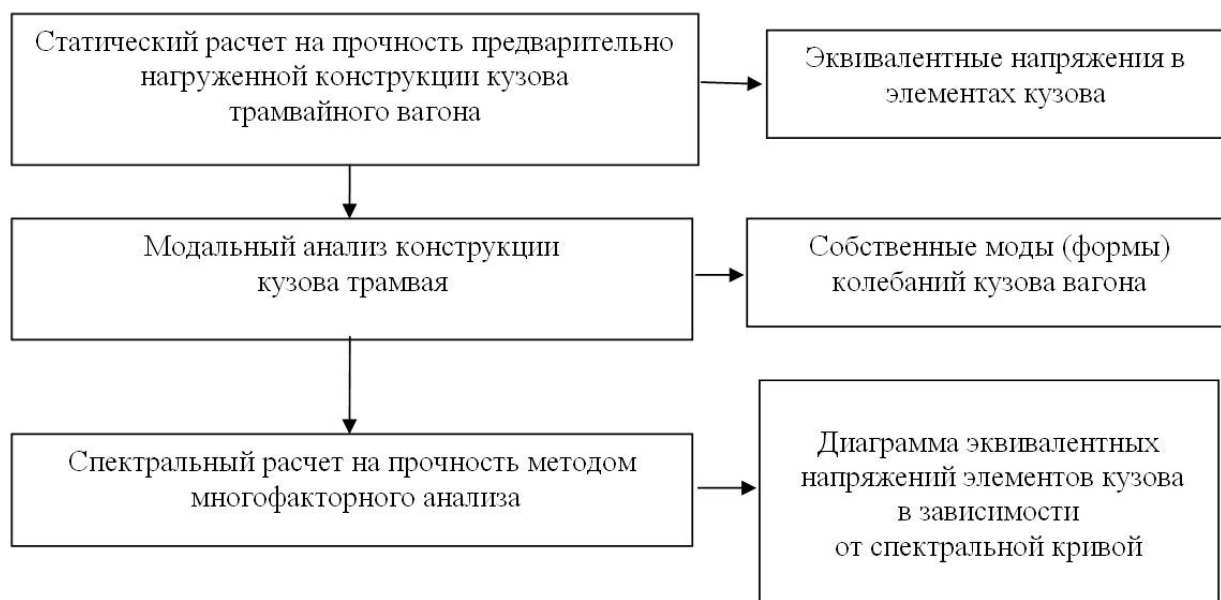


Рис. 1. Схема поэтапного динамического расчета на прочность  
кузова трамвайного вагона

На первом этапе производился расчет на прочность предварительно нагруженной конструкции кузова трамвайного вагона. Для этого была разработана конечно – элементная модель кузова трамвайного вагона (рисунок 2).

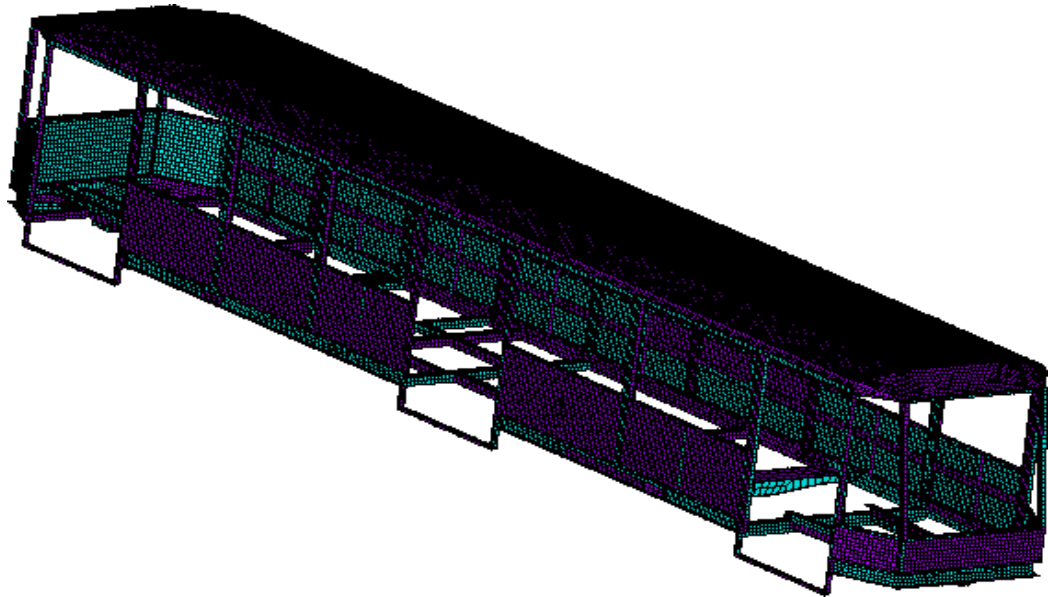


Рис.2. Пластинчатая конечно – элементная модель кузова трамвайного вагона

Для аппроксимации всех элементов кузова трамвая использовался трехмерный конечный элемент известный как «элемент Ахмада» или «вырожденный оболочечный элемент» (рисунок 3) [1].

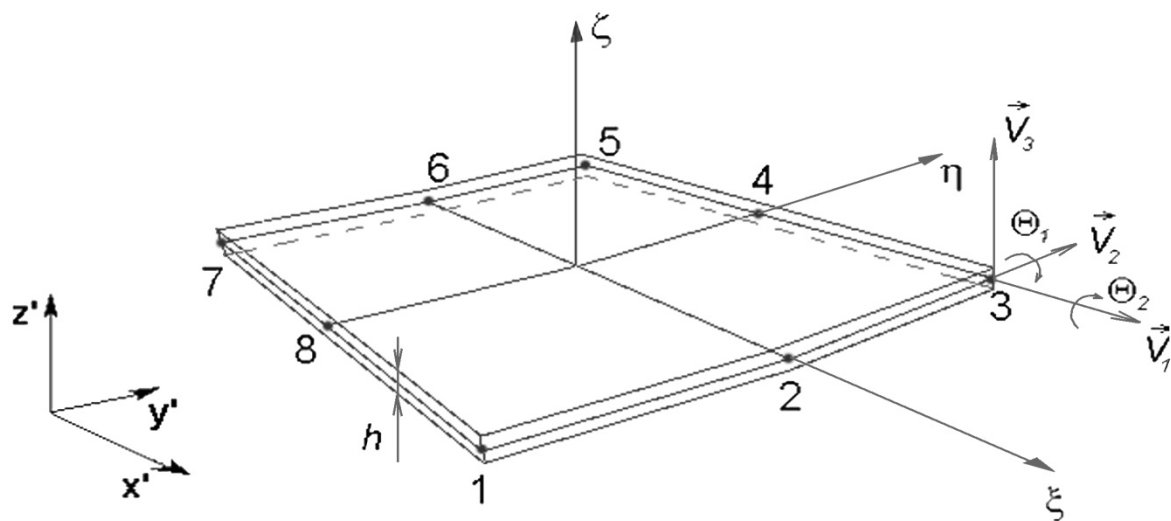
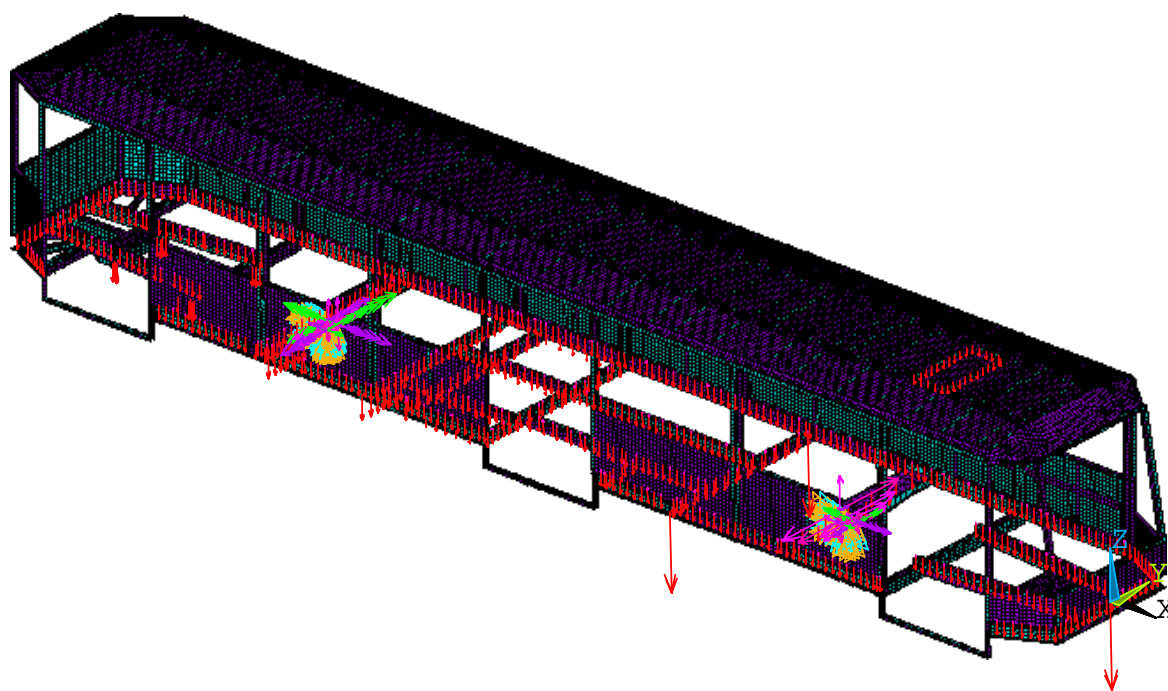


Рис. 3. Криволинейный трехмерный элемент оболочки четырехугольной формы

Согласно [2] действие эксплуатационных нагрузок и их величины определялись двумя расчетными режимами.

При расчете кузова трамвая по первому расчетному режиму прикладывались следующие нагрузки: нагрузка от собственного веса кузова вагона, нагрузка от веса пассажиров, ударные силы при условном режиме аварийного наезда вагона на препятствие, продольные нагрузки от сжатия и растяжения (рисунок 4).

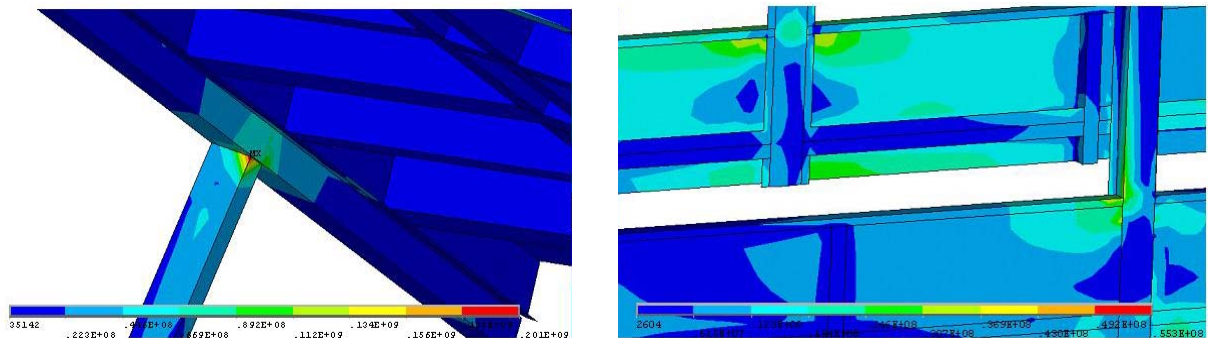
При расчете кузова трамвайного вагона по второму расчетному режиму к конечно-элементной модели были приложены следующие нагрузки: нагрузка от собственного веса кузова вагона, нагрузка от веса пассажиров, вертикально динамическая нагрузка, центробежная сила, нагрузка от силы продольного сжатия, нагрузка от силы продольного растяжения.



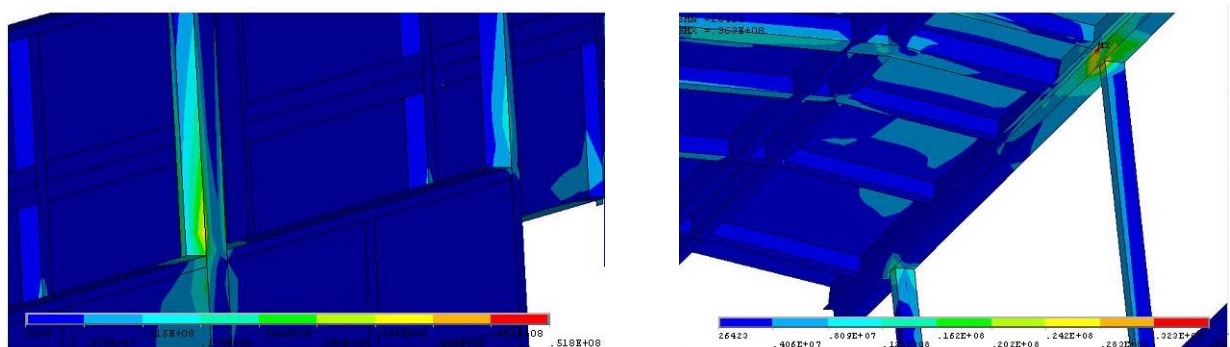
*Рис.4.* Схема приложения нагрузок к математической модели кузова трамвайного вагона

В результате расчетов максимальные эквивалентные напряжения возникают в местах соединения вертикальных стоек и верхней обвязки, а так же

в местах соединения поперечных балок и продольных боковых балок рамы вагона (рисунки 5, 6).



*Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений при расчете на прочность по первому расчетному режиму*



*Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений при расчете на прочность по второму расчетному режиму*

Полученные данные подтверждают появление трещин в кузове вагона, что свидетельствует о соответствии разработанной расчетной модели и натурной конструкции [3].

На втором этапе производился модальный анализ конструкций кузова трамвайного вагона.

Модальный анализ использовался для определения собственных частот и форм колебаний конструкции. Предполагалось, что совершаются свободные незатухающие колебания, т.е.:

$$\{F(t)\} = \{0\} \text{ и } [C] = [0] \quad (1)$$

Разрешающее уравнение для модального анализа имело следующий вид [4]:

$$[M] \cdot \{u''\} + [K] \cdot \{u\} = \{0\} \quad (2)$$

В нашем случае для линейной системы перемещения являются гармоническими функциями в виде:

$$\{u\} = \{u_0\} \cdot \cos \omega t \quad (3)$$

Продифференцировав уравнение (3) и подставив полученное значение в формулу (2) получим следующий вид разрешающего уравнения:

$$(-\omega^2 [M] + [K]) \cdot \{u_0\} = \{0\} \quad (4)$$

Для существования нетривиальных решений ( $\{u_0\} \neq 0$ ) детерминант  $[[K] - \omega^2 [M]]$  равен нулю, поэтому разрешающее уравнение приняло вид:

$$[K] - \omega^2 \cdot [M] = 0 \quad (5)$$

В модальном анализе собственные значения представляют собой квадраты собственных круговых частот (величина  $\omega_i$  является  $i$ -той собственной круговой частотой), а собственные векторы - соответствующие формы колебаний.

Вычисление собственных значений означает нахождение корней поли-

нома  $n$ -го порядка.

Для решения третьего этапа, а именно получения силовых характеристик в виде спектральных плотностей мощности, использовалась математическая модель движения трамвайного вагона в системе «вагон - путь» [5]. С помощью этой модели выполнено моделирование движения трамвайного вагона по рельсовому пути. В результате исследований были получены спектральные кривые плотности мощностей (рисунки 7, 8).

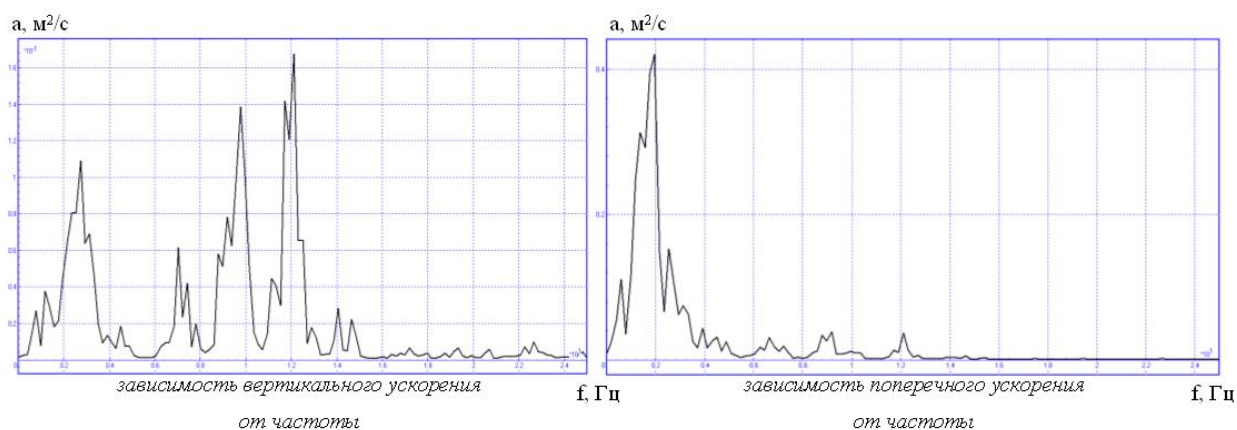


Рис.7. Спектральные плотности мощностей в первом по ходу шкворневом узле

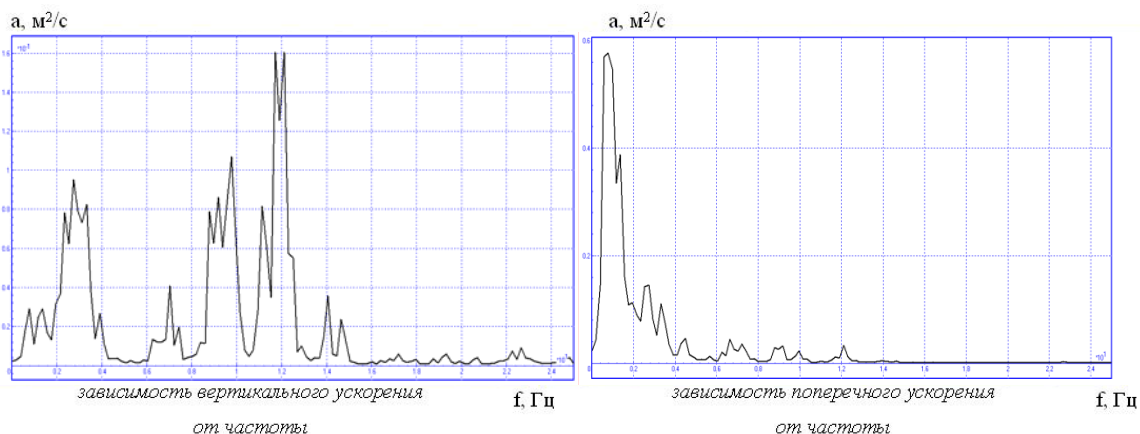


Рис.8. Спектральные плотности мощностей во втором по ходу шкворневом узле

Полученные спектральные кривые представляют собой историю нагружения кузова трамвайного вагона, которые в дальнейшем прикладыва-

лись к конечно – элементной модели кузова трамвая для получения истории напряженно – деформированного состояния.

Один из видов спектрального анализа является метод случайной вибрации, который рассматривался в дальнейшем.

Для определения динамического отклика конструкции решалась следующая система уравнений динамического равновесия системы, образованная на основе метода конечных элементов [4]:

$$\begin{bmatrix} [M_{ff}] & [M_{fr}] \\ [M_{rf}] & [M_{rr}] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_f\} \\ \{\ddot{u}_r\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{ff} & C_{fr} \\ C_{rf} & C_{rr} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{\dot{u}_f\} \\ \{\dot{u}_r\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{ff}] & [K_{fr}] \\ [K_{rf}] & [K_{rr}] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{u_f\} \\ \{u_r\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

где  $\{u_f\}$  - вектор неизвестных перемещений (от силовых возмущений);

$\{u_r\}$  - вектор заданных перемещений (возбуждаемых случайной нагрузкой);

$\{F\}$  - заданное силовое возмущение;

$\{0\}$  - вектор сил реакции, соответствующая вектору заданных перемещений  $\{u_r\}$ .

Возбуждение системы задавалось кривой спектральной плотности мощности (Power Spectral Density или PSD), которая являлась статистическим представлением истории нагружения.

Цель анализа случайных колебаний состояла в определении статистических свойств отклика системы, обычно среднего квадратичного отклонения (т.е. значений одной "сигмы") напряжения. В дальнейшем значения одной "сигмы" использовались для определения усталостной прочности системы.

С помощью теории случайных функций получали отклик системы в виде спектральной плотности мощности, используя соотношение:

$$S_r(\omega) = |H(\omega)|^2 \cdot S_f(\omega) \quad (7)$$

где  $S_r(\omega)$  - спектр отклика в представляющей интерес точке системы;

$S_f(\omega)$  - входной спектр возбуждения;

$H(\omega)$  - передаточная функция системы.

Если известна кривая спектральной плотности  $S_r(\omega)$ , то путем интегрирования в пределах этой кривой определяются статистические значения напряжений.

Квадрат среднего значения (или дисперсия) определялся по следующей формуле:

$$X^2 = f \cdot S_r(\omega) \cdot d\omega \quad (8)$$

Квадратный корень из этого интеграла дал среднеквадратичное значение, обычно называемое стандартным отклонением или одной сигмой.

Полученные результаты далее использовались для определения вероятности усталостного повреждения и для оценки времени до разрушения системы, испытывающей действие случайной вибрации.

Для подтверждения результатов расчета напряженно – деформированного состояния по методу конечных элементов и получения информации об эксплуатационной динамической нагруженности кузова трамвайного вагона были проведены ходовые испытания трамвайного вагона. Данные полученные при испытаниях подтверждают соответствие построенных расчетных моделей и натурной конструкции. Расхождения теоретических и экспериментальных данных не превышает 16%, что свидетельствует о соответствии разработанных моделей ми натурной конструкции трамвайного вагона.

Результаты расчета позволили дать уточненную оценку нагруженности кузова трамвайного вагона при движении по рельсовому пути, а также проводить мероприятия по совершенствованию конструкции и увеличению срока его службы.



## *Литература*

1. Басов К.А. *Ansys: справочник пользователя*. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с., ил.
2. Нормы для расчета и проектирования механической части новых вагонов трамвая колеи 1524 мм. – М.: ВНИИВ, 1989. - 100 с.
3. Иванов Н.Л. Анализ технического состояния кузова трамвайного вагона по статистическим данным об отказах в эксплуатации. Молодые ученые – транспорту – 2007: Сб. научн. тр., посв. 170-летию российских железных дорог. – Екатеринбург: УрГУПС. – 2007. – 522с.
4. Сирин А. Руководство по моделированию, построению геометрии и динамике в Ansys. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ 2002. – 140с.
5. Бачурин Н.С., Красниченко А.А. Анализ динамической нагруженности трамвайного вагона // Безопасность движения, совершенствование конструкции вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве: Сб. науч. тр. – Екатеринбург: УрГУПС, 2008. – С. 62 – 68