

ВЫПУСКНАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Конечно-элементное моделирование и исследование прочности кузова легкового автомобиля при динамическом ударе со стороны шасси

Направление: 553300 - Прикладная механика

Выполнил студент гр. 4055/2_____ И. А. Попов

Руководитель, к. т. н., проф. _____ А. И. Боровков

Соруководитель, асс. _____ О. И. Клявин

Конечно-элементное моделирование и исследование прочности кузова легкового автомобиля при динамическом ударе со стороны шасси

Содержание

Введение

1. Метод конечных элементов

1.1 Основные соотношения и теории

1.1.1 Теория упругости гетерогенной анизотропной среды

1.1.2 Плоская задача теории упругости

1.1.3 Теория изгиба тонких плит

1.2 Основная концепция метода конечных элементов

2. Конечно-элементное решение

2.1 Выбор конечно-элементной модели. Верификация метода

2.1.1 Модельная задача №1

2.1.2 Типы динамических расчетов в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS

2.1.3 Решение динамических задач в ABAQUS явным методом

2.1.4 Модельная задача №2

2.1.5 Выводы

2.2 Построение конечно-элементной модели кузова

2.2.1 Физические свойства материалов

2.2.3 Критерии качества конечно-элементной модели

2.2.4 Задание граничных и начальных условий

2.2.5 Конечно-элементное решение задачи о динамическом ударе кузова со стороны шасси

Заключение

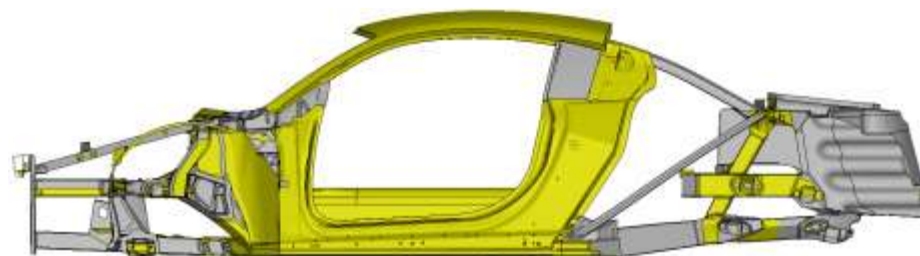
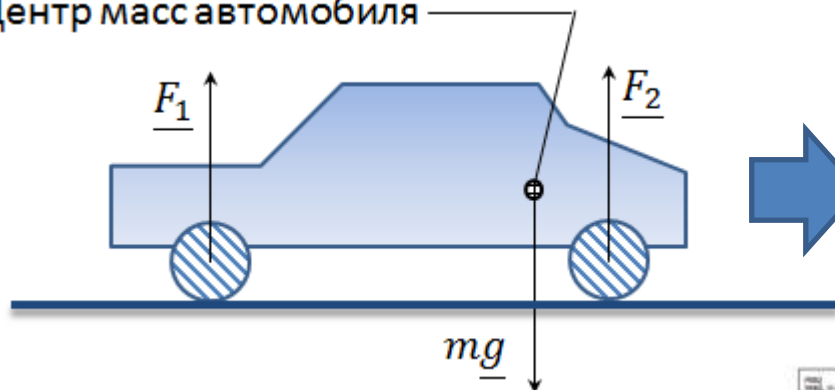
Список литературы

Постановка задачи

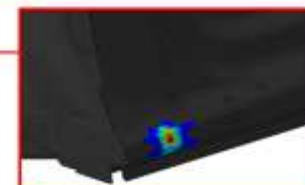
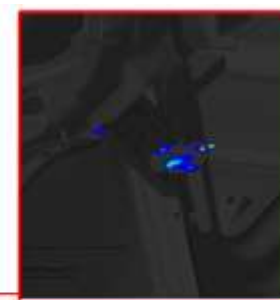
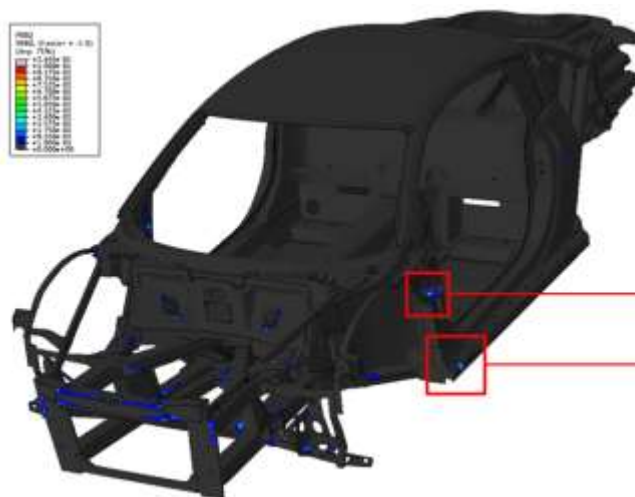
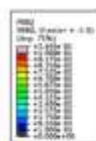
Цели:

1. разработать метод динамического воздействия на кузов автомобиля, подходящий для определения напряженного состояния и оценки пластических деформаций при ударе со стороны шасси без учета подвески.

Центр масс автомобиля



2. произвести оценку прочности кузова, определить области возникновения пластических деформаций



1.1.1 Теория упругости гетерогенной анизотропной среды

Дифференциальные уравнения равновесия

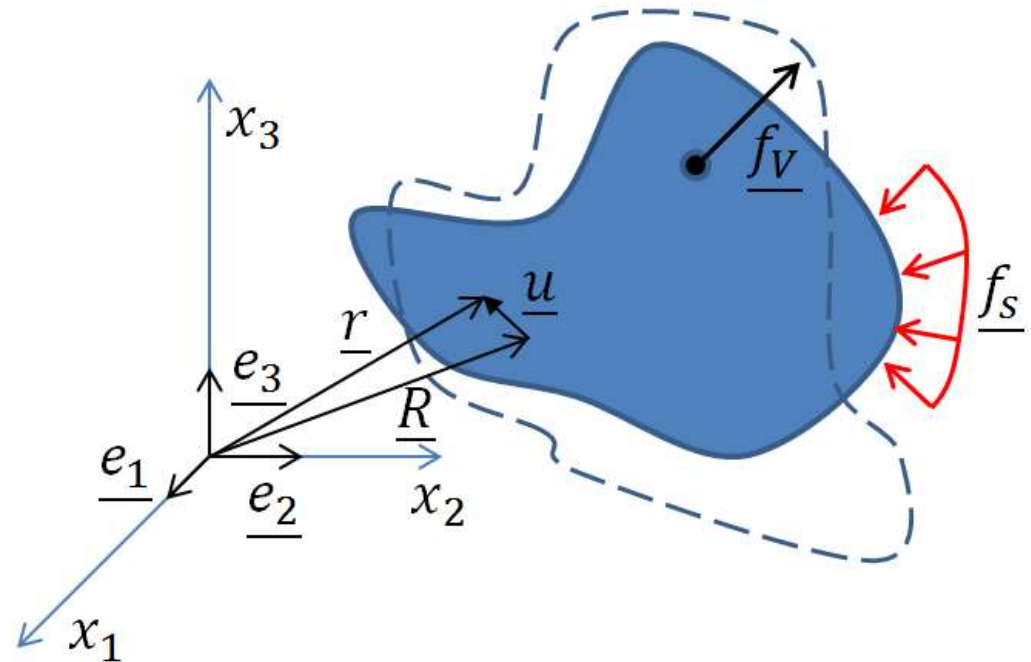
$$\nabla \cdot ({}^4\mathbf{C}(\mathbf{r}) \cdot \nabla \mathbf{u}) + \mathbf{f}_V = 0$$

Граничные условия

$$\mathbf{u}|_S = \mathbf{u}_s$$

$$\mathbf{n} \cdot ({}^4\mathbf{C}(\mathbf{r}) \cdot \nabla \mathbf{u})|_S = \mathbf{f}_S$$

$$\mathbf{u}|_{S_1} = \mathbf{u}_s(\mathbf{r}); \quad \mathbf{n} \cdot ({}^4\mathbf{C} \cdot \nabla \mathbf{u})|_{S_2} = \mathbf{f}_S$$



Соотношения Коши для тензора малых деформаций

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] = (\nabla \mathbf{u})^S$$

$$\boldsymbol{\sigma} = {}^4\mathbf{C}(\mathbf{r}) \cdot \boldsymbol{\varepsilon}, \quad \boldsymbol{\varepsilon} = {}^4\mathbf{S}(\mathbf{r}) \cdot \boldsymbol{\sigma}$$

1.1.2 Плоская задача теории упругости

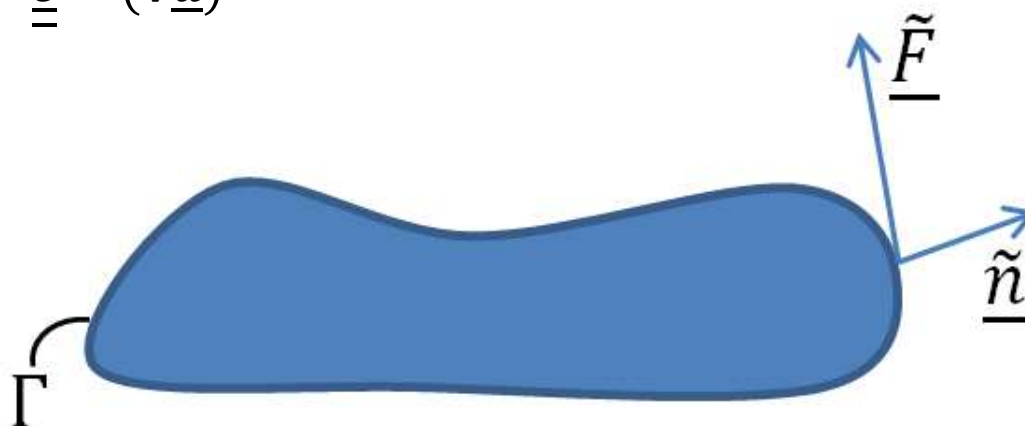
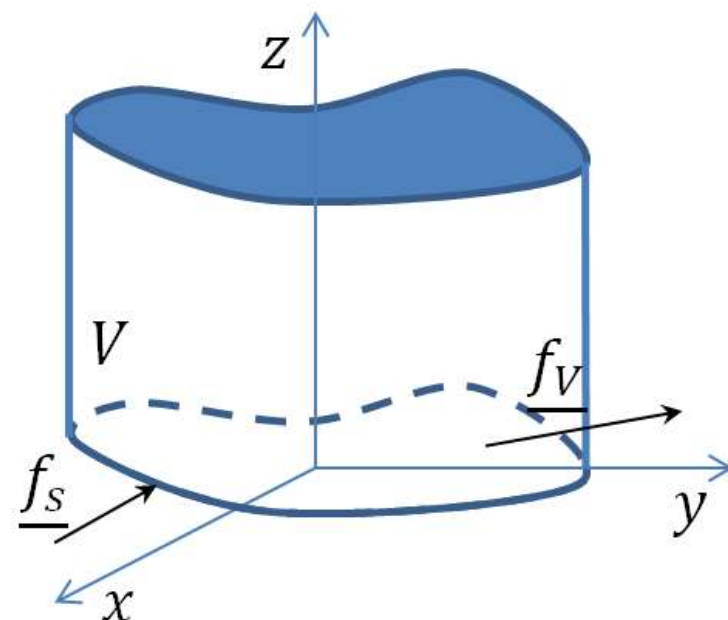
Постановка задачи о плоской деформации

$$1) \begin{matrix} \underline{u} = \underline{u}(x, y) \\ \underline{v} = \underline{v}(x, y) \end{matrix} \rightarrow \underline{\tilde{u}} = \underline{\tilde{u}}(x, y)$$

$$2) \underline{w} = \underline{w}(z) \rightarrow \begin{matrix} a) \underline{w} \equiv 0 \\ б) \underline{w} = \underline{a}z + \underline{b} \end{matrix}$$

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = (\nabla \underline{u})^s = \left[\left(\tilde{\nabla} + \underline{k} \frac{\partial}{\partial z} \right) \underline{\tilde{u}} \right]^s = (\tilde{\nabla} \underline{\tilde{u}})^s$$

$$\begin{cases} \tilde{\nabla} \cdot \underline{\underline{\tilde{\sigma}}} + \underline{\underline{\tilde{K}}} = 0 \\ \underline{\underline{\tilde{\varepsilon}}} = \frac{1}{2\mu} \left[\underline{\underline{\tilde{\sigma}}} - \frac{\tilde{\nu}}{\tilde{\nu} + 1} 3\underline{\underline{\tilde{\sigma}}} \underline{\underline{\tilde{E}}} \right]; \\ \underline{\underline{\tilde{\varepsilon}}} = (\tilde{\nabla} \underline{\tilde{u}})^s \end{cases} \quad \begin{matrix} \sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y) \\ \tilde{\nu} = \frac{\nu}{1-\nu}; \quad \tilde{\sigma} = \sigma_x + \sigma_y \end{matrix}$$



Граничные условия:

- силовые

$$\underline{\tilde{n}} \cdot \underline{\underline{\tilde{\sigma}}} \Big|_{\Gamma} = \underline{\tilde{F}}$$

- кинематические

$$\underline{\tilde{u}} \Big|_{\Gamma} = \underline{\tilde{U}}$$

1.1.3 Теория изгиба тонких плит

Предположения и допущения

Основными напряжениями являются: $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$, а компоненты $\sigma_z, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ в свою очередь второстепенными

Закон Кирхгофа

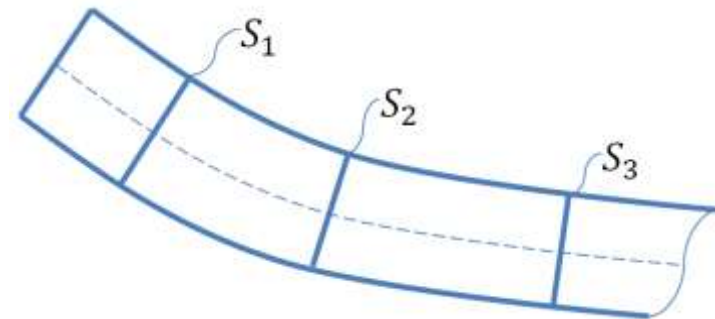
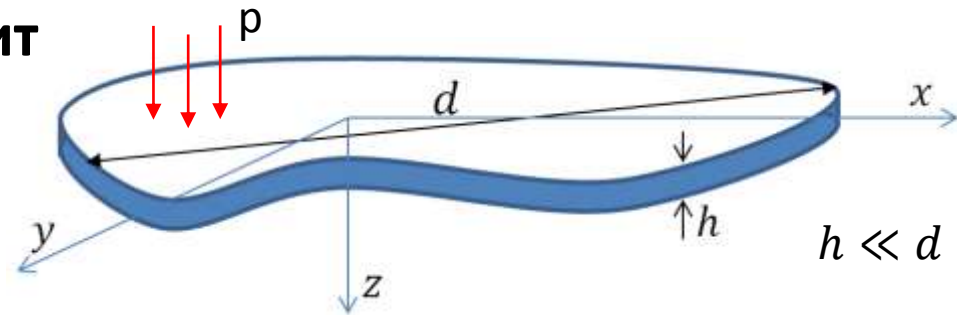
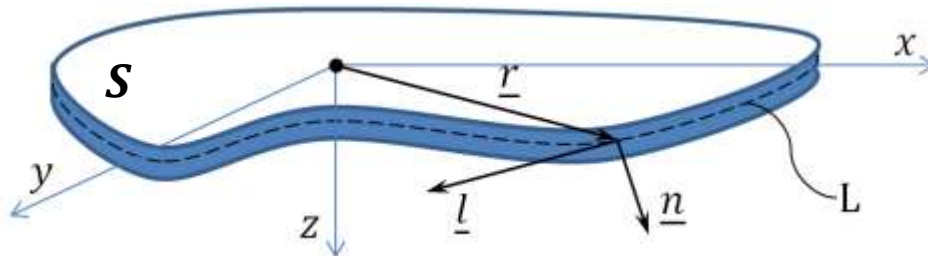
Сечения, перпендикулярные оси остаются перпендикулярными к изогнутой оси после деформации

Уравнения равновесия

$$\nabla \cdot \underline{\underline{Q}} + p = 0$$

$$\nabla \cdot \underline{\underline{G}} + \underline{\underline{Q}} \times \underline{\underline{k}} = 0$$

$$\rightarrow \underline{\underline{r}} \in S : \Delta \Delta w = \frac{p}{D}$$



$$\underline{\underline{r}} \in L : \begin{cases} w = w(\underline{\underline{r}}) \\ N = Q_n - \frac{dG_{nn}}{dl} = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{dw}{dn} = \frac{dw}{dn}(\underline{\underline{r}}) \\ G_{nl} = 0 \end{cases}$$

1.2 Основная концепция метода конечных элементов

Имеется непрерывная величина, подчиняющаяся граничным условиям на границе области и соответствующая какому-либо дифференциальному уравнению во внутренних точках



Аппроксимация непрерывной величины дискретной моделью. В расчетной области фиксируется конечное число точек – узлов. Значение непрерывной величины в каждой узловой точке считается переменной.



Подстановка аппроксимаций в определяющие дифференциальные уравнения дает систему уравнений относительно узловых значений искомой величины.

2. Конечно-элементное решение задачи

2.1 Выбор конечно-элементной модели. Верификация метода

2.1.1 Модельная задача №1

Допущения принимаемые в теории сопротивления материалов:

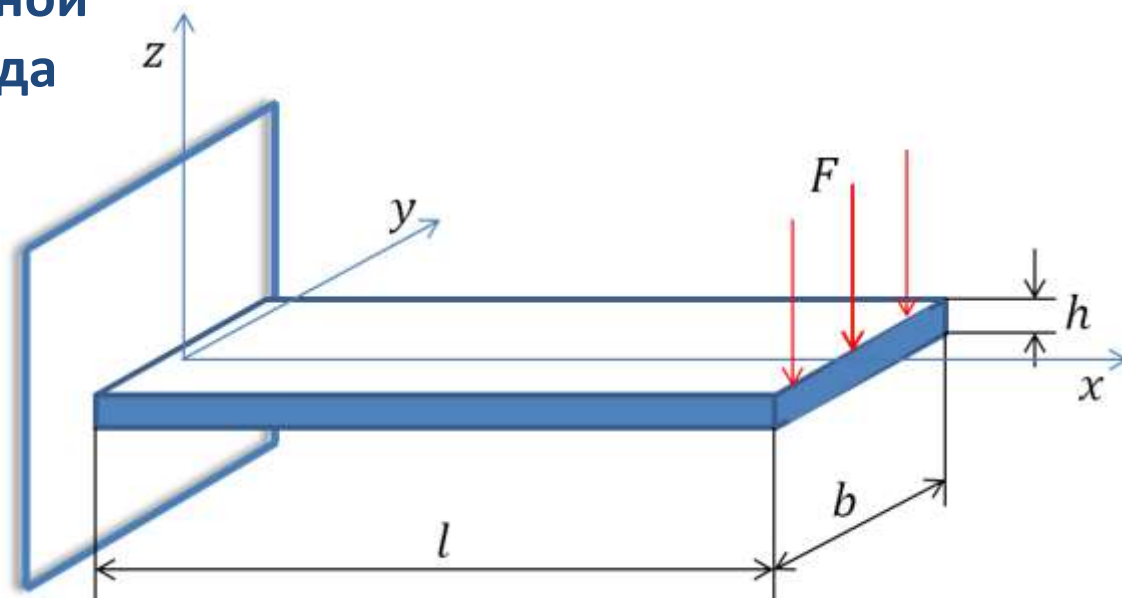
$$k(x) = \frac{|z''|}{(\sqrt{1 + z'^2})^3} \approx z''$$

$$\rightarrow z'' = M_y(x)$$

$$z = -\frac{F}{EJ_y} \left[\frac{1}{6} (l - x)^3 + \frac{l^2}{2} \left(x - \frac{l}{3} \right) \right]$$

$$|z(l)| = \frac{Fl^3}{3EJ_y}$$

$$|z(l)| = 0.074404 \text{ м}$$



$F = 100 \text{ Н}$
 $l = 0,25 \text{ м}, \quad b = 0,05 \text{ м}, \quad h = 0,002 \text{ м}$
 модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$,
 коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$

Конечно-элементная постановка модельной задачи №1

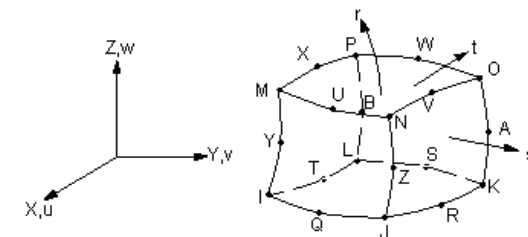
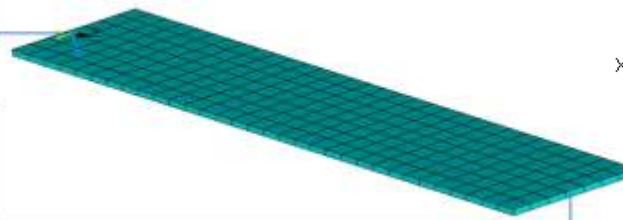
Твердотелная постановка (ТП)

Для всех узлов принадлежащих
поверхности $x = 0$:

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \end{cases}$$

Элементы

Для всех узлов принадлежащих
поверхности $x = l$:

$$\begin{cases} f_x = 0 \\ f_y = 0 \\ f_z = -2.6316 \end{cases}$$


Количество конечных элементов модели: 224

Количество узлов модели: 1766

Количество степеней свободы модели: 5298

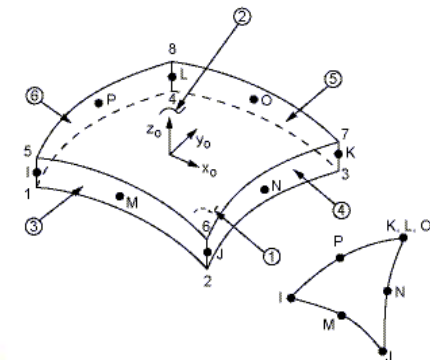
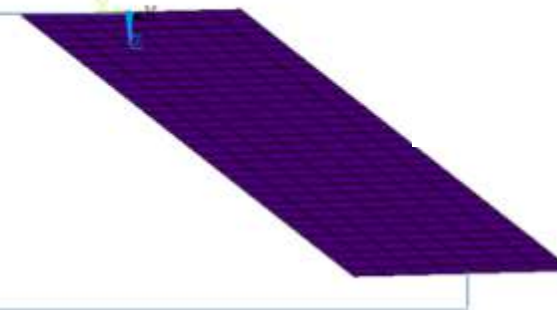
Оболочечная постановка (ОП)

Для всех узлов принадлежащих границе $x = 0$:

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ \theta_x = 0 \\ \theta_y = 0 \\ \theta_z = 0 \end{cases}$$

Элементы

Для всех узлов принадлежащих границе
 $x = l$:

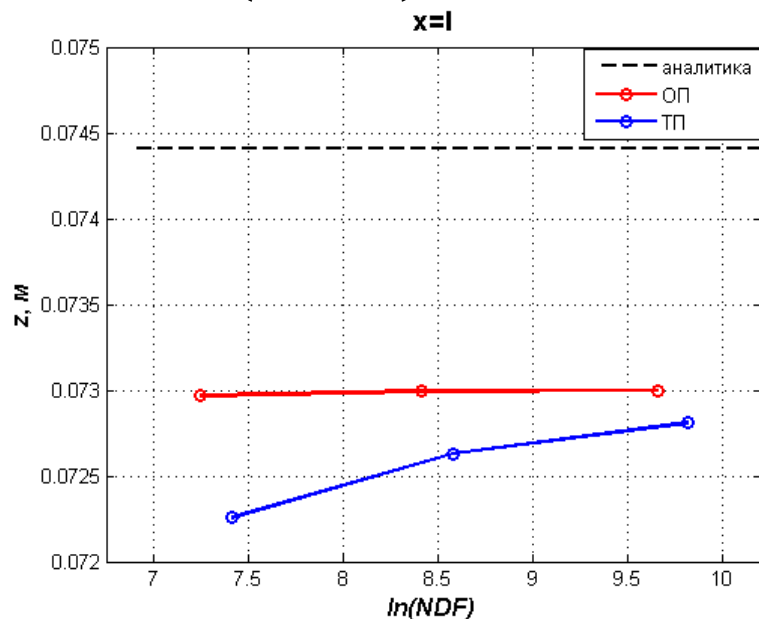
$$\begin{cases} f_x = 0 \\ f_y = 0 \\ f_z = -6.6667 \end{cases}$$


Количество конечных элементов модели: 224

Количество узлов модели: 751

Количество степеней свободы модели: 4506

$$\delta = \frac{|(\text{значение})^{\text{аналитика}} - (\text{значение})^{\text{ANSYS}}|}{(\text{значение})^{\text{аналитика}}} \cdot 100\%$$



Оболочочная постановка

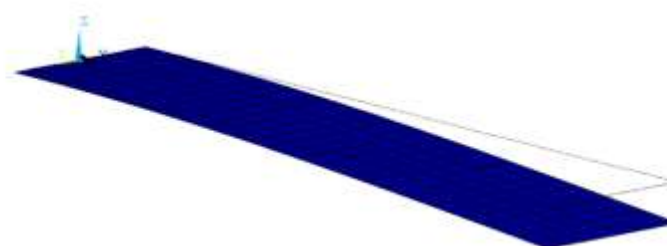
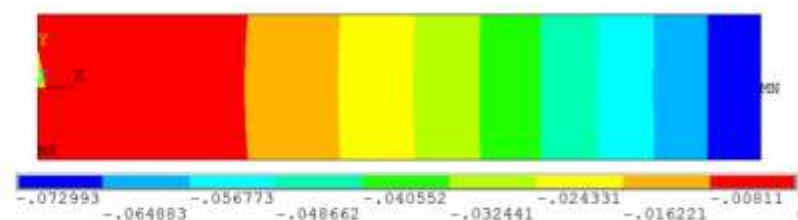
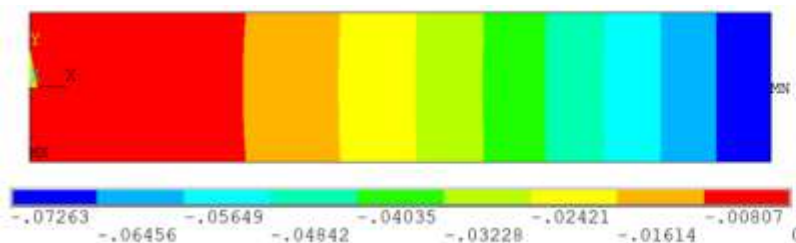
Линейный размер элемента, мм	NE	NN	NDF	Прогиб свободного конца балки, м	$\delta, \%$
16	64	233	1398	0,072966	1,93
8	224	751	4506	0,072994	1,89
4	819	2610	15660	0,072999	1,88

Твердотельная постановка

Линейный размер элемента, мм	NE	NN	NDF	Прогиб свободного конца балки, м	$\delta, \%$
16	64	551	1653	0,072256	2,88
8	224	1766	5298	0,072631	2,38
4	819	6116	18348	0,072810	2,14

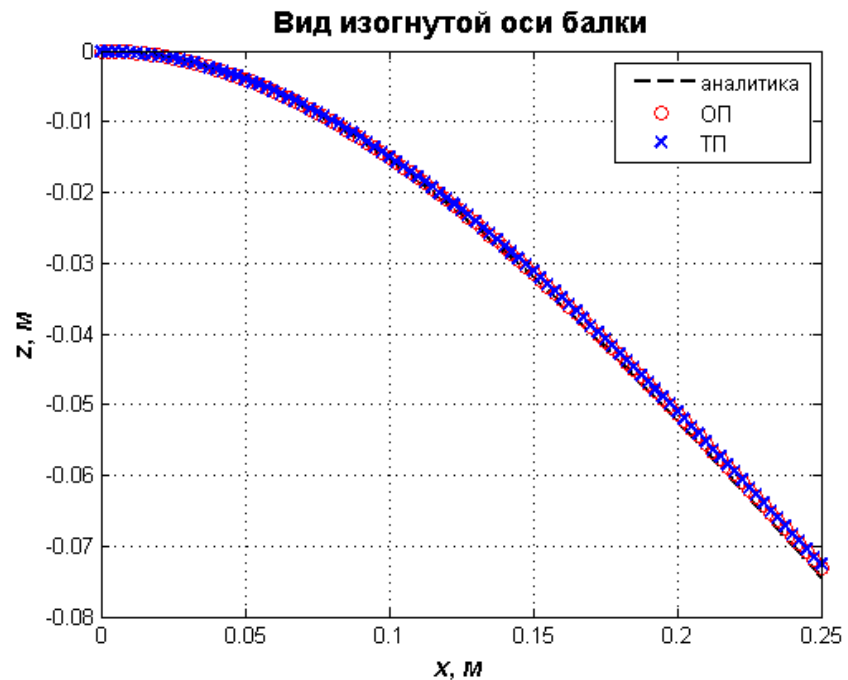
Аналитическое значение, м

0,074404



Для основной модели погрешность при вычислении прогиба свободного конца в двух постановках не превышает 2,5%. Однако, стоит отметить, что оболочечная постановка имеет определённые преимущества:

- меньшее количество неизвестных при исследовании оболочечных конструкций, что определяет скорость решения.
- возможность определения слоистых материалов и задания углов их укладки.
- возможность определения количества точек интегрирования по толщине слоистого материала



В дальнейшем для исследование прочности конструкции будем производить именно в оболочечной постановке.

2.1.2 Типы динамических расчетов в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS

$$\omega_f < 1/3 \omega_1$$

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}$$

матрицы: $[M]$ – матрица масс системы,
 $[C]$ – согласованная матрица
демпфирования системы,
 $[K]$ – глобальная матрица жесткости;

вектора: $\{\ddot{u}\}$ – глобальный вектор узловых ускорений,
 $\{\dot{u}\}$ – глобальный вектор узловых скоростей,
 $\{u\}$ – глобальный вектор узловых перемещений,
 $\{F\}$ – глобальный вектор узловых нагрузок

- МОДАЛЬНЫЙ
- ГАРМОНИЧЕСКИЙ
- СПЕКТРАЛЬНЫЙ
- СТОХАСТИЧЕСКИЙ
- НЕСТАЦИОНАРНЫЙ

$$\Delta t = \frac{1}{20f_i}$$

Δt – шаг интегрирования,

f_i – высшая в спектре частота интересующих колебаний.

2.1.3 Решение динамических задач в ABAQUS явным методом

Расчетная схема

$$\ddot{u}_{(i)}^N = (M^{NJ})^{-1} (P_{(i)}^J - I_{(i)}^J)$$

$$\dot{u}_{(i+\frac{1}{2})}^N = \dot{u}_{(i-\frac{1}{2})}^N + \frac{\Delta t_{(i+1)} + \Delta t_{(i)}}{2} \ddot{u}_{(i)}^N$$

$$u_{(i+1)}^N = u_{(i)}^N + \Delta t_{(i+1)} \dot{u}_{(i+\frac{1}{2})}^N$$

$u_{(i)}^N$ - значение одной из степеней свободы на i -ом шаге по времени.

$\dot{u}_{(i-\frac{1}{2})}^N$ и $\dot{u}_{(i)}^N$ - соответствующие значения производных.

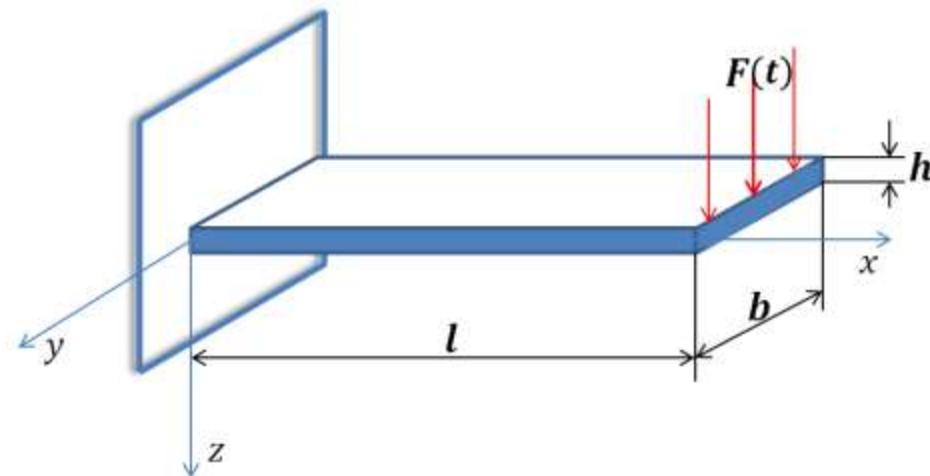
Оценка шага интегрирования

$$\Delta t \approx \frac{L_{\min}}{c_d} \quad \begin{array}{l} L_{\min} - \text{это наименьший размер элемента в модели} \\ c_d - \text{скорость распространения волны в материале.} \end{array}$$

2.1.4 Модельная задача №2

$$D\Delta\Delta w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = p(t, x, y)$$

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$



Метод Релея-Ритца

$$w_{m_1 m_2} = C_{m_1 m_2} F_{m_1}^{(1)}(x) F_{m_2}^{(2)}(y)$$

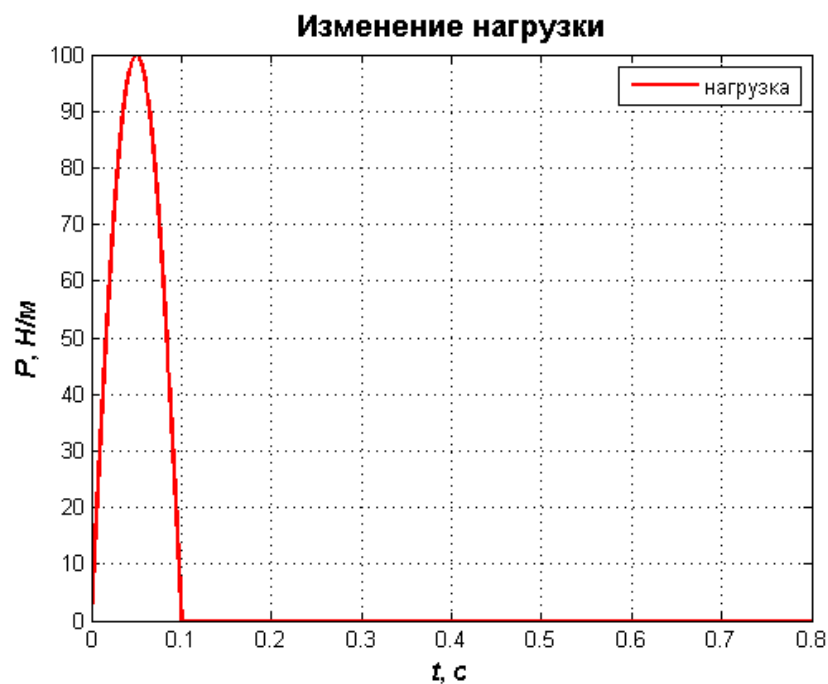
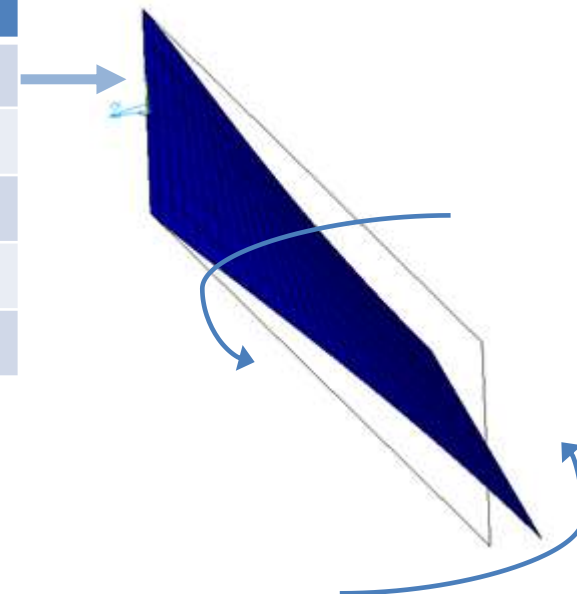
m_i – число узлов функции $F_{m_i}^{(i)}$

$F_{m_i}^{(i)}$ – балочная функция с аналогичными граничными условиями

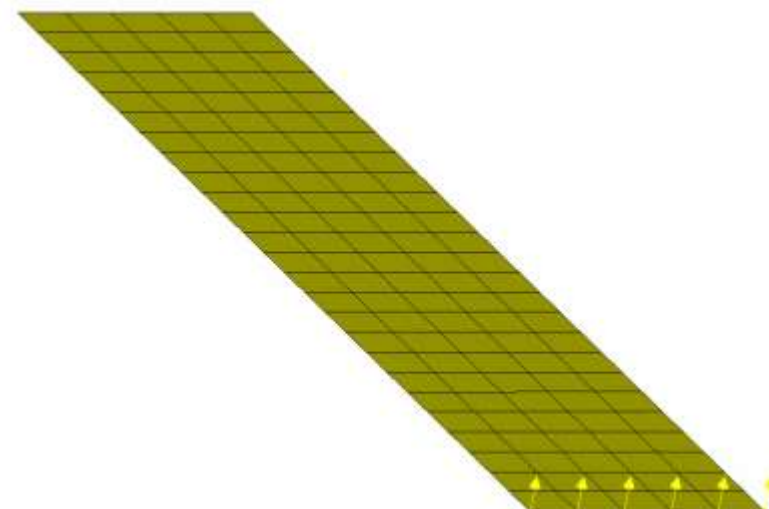
$l = 0,25$ м, $b = 0,05$ м, $h = 0,002$ м
модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па,
коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$

$$\omega = \pi^2 \left(\frac{D}{\rho h} \left[\frac{A^{(1)4}}{a_1^4} + \frac{A^{(2)4}}{a_2^4} + \frac{2}{a_1^2 a_2^2} \{ \nu B^{(1)} B^{(2)} + (1 - \nu) C^{(1)} C^{(2)} \} \right] \right)^{1/2}$$

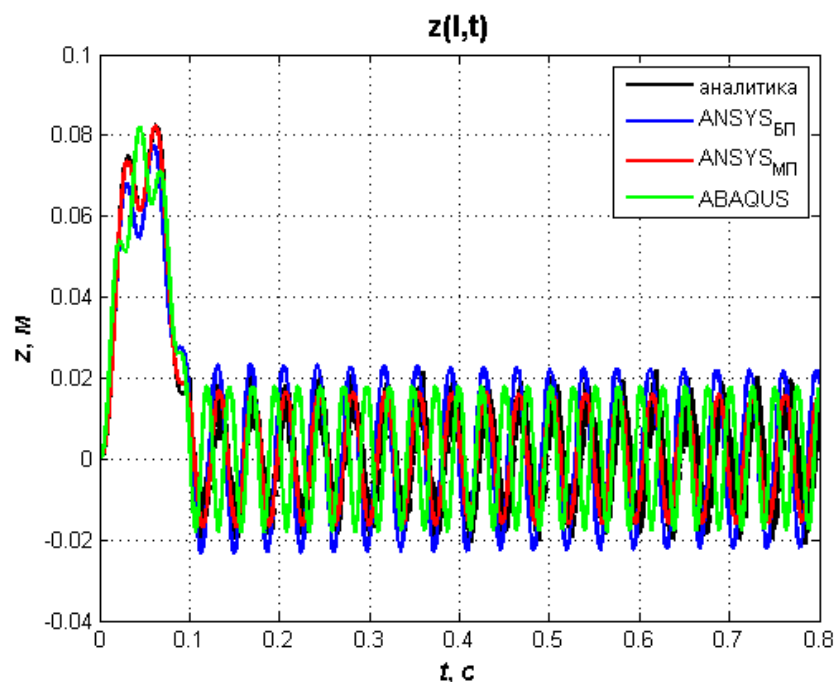
Тип расчета	Номер частоты в спектре		
	1	2	3
ABAQUS	170.60	1067.59	1681.23
ANSYS	170.60	1067.63	1681.25
Пластина	173.34	1081.29	1745.04
Балка	168.52	1056.14	2957.24



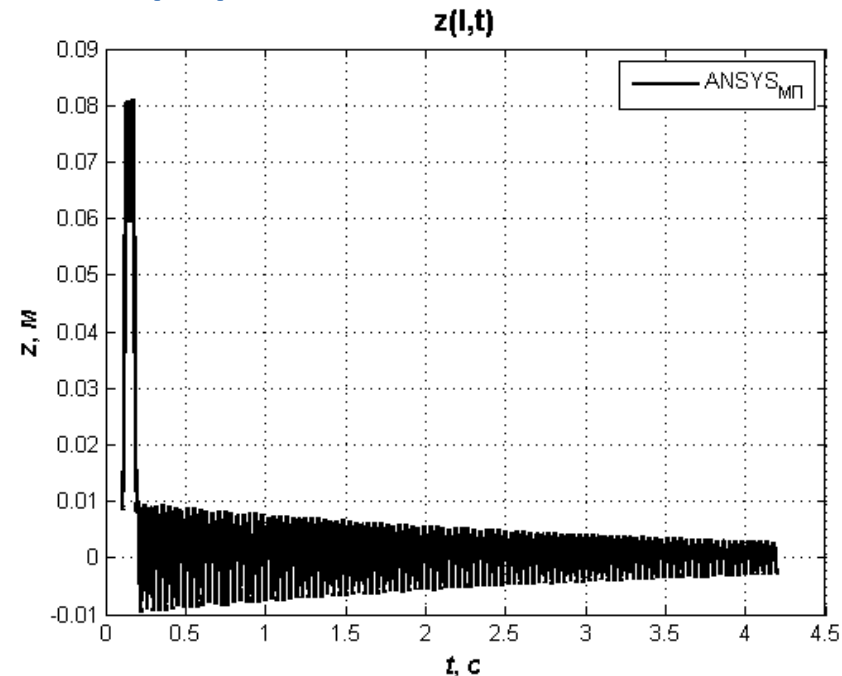
$$0.1 \text{ с} = T/2 = \frac{1}{2f} = \frac{\pi}{\omega} \rightarrow \omega = 10\pi \text{ рад/с}$$



Изменение прогиба свободного конца пластинки



Затухание свободных колебаний при решении неявным методом



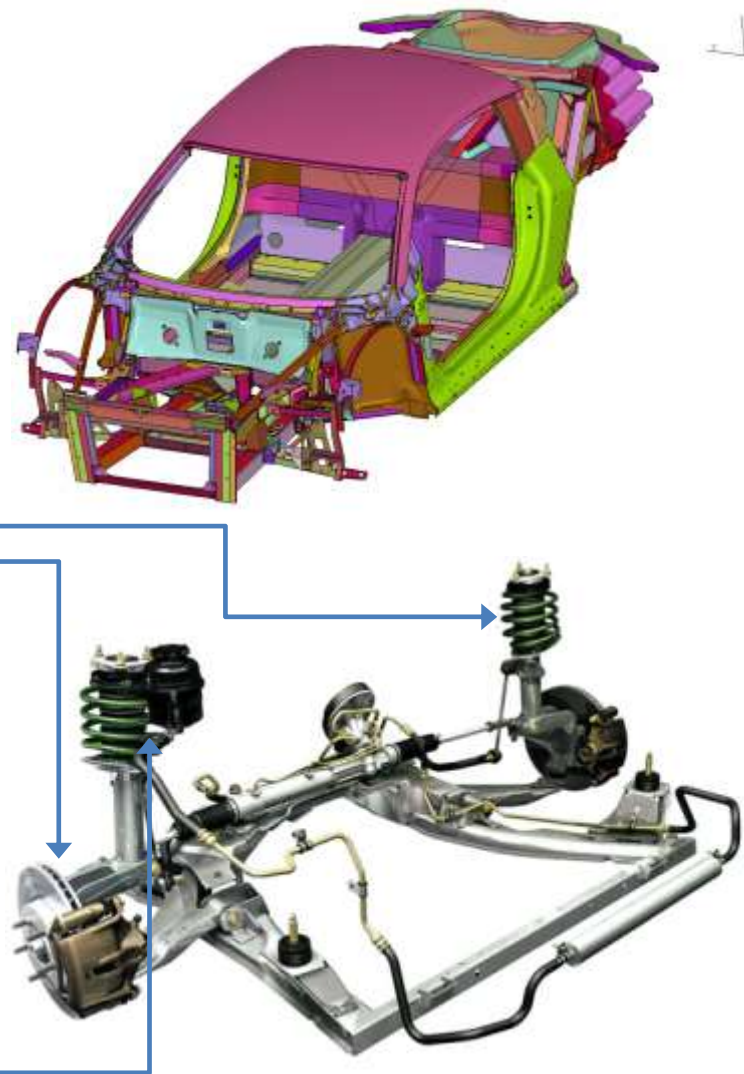
Пиковые значения перемещений

Решение	$\max[z(l)], m$	$\delta, \%$
Small Displacement	0.0825051	0.33
Large displacement	0.0774947	6.38
ABAQUS Explicit	0.0820150	0.92
Аналитическое	0.0827782	

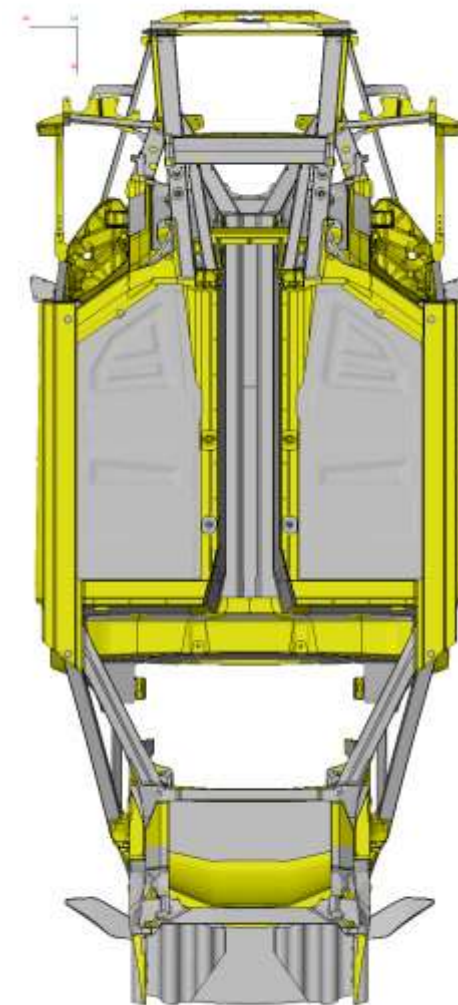
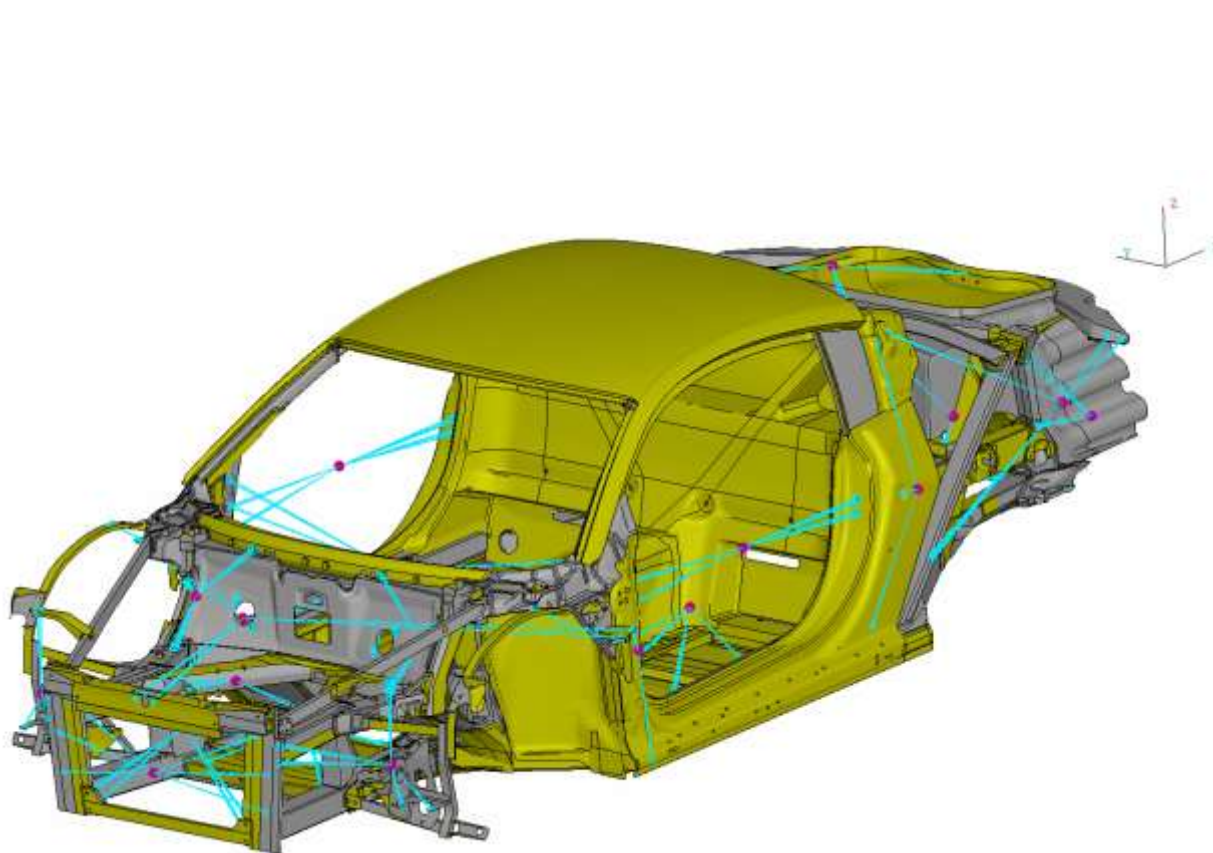
2.2 Построение конечно-элементной модели кузова

Моделирование динамического удара кузова со стороны шасси включает в себя исследование поведения подвески. Подвеска автомобиля или система поддрессоривания, является сложной совокупностью нескольких типов элементов:

- Упругие элементы, которые воспринимают и передают нормальные силы реакции дороги, возникающие при наезде колеса на неровность;
- Направляющие элементы, которые задают характер перемещения колёс и их связи между собой и с несущей системой, а также передают продольные и боковые силы и их моменты.
- Амортизаторы, которые служат для гашения колебаний несущей системы, возникающих вследствие действия дороги.



Вид кузова с замененным навесным оборудованием



2.2.1 Физические свойства материалов

Для более полного анализа напряженного состояния применим в расчете несколько моделей материалов:

- Линейно-упругий изотропный материал

$$E = 70 \text{ ГПа};$$

$$\nu = 0.3;$$

$$\rho = 2700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

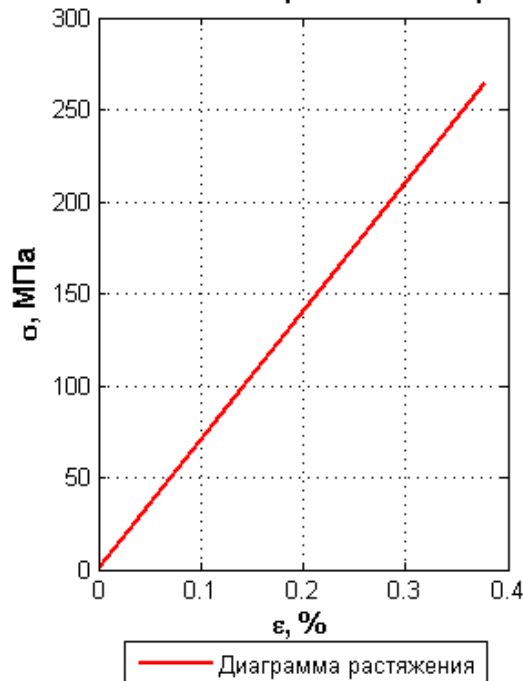
- Упруго-пластический материал

$$E = 70 \text{ ГПа};$$

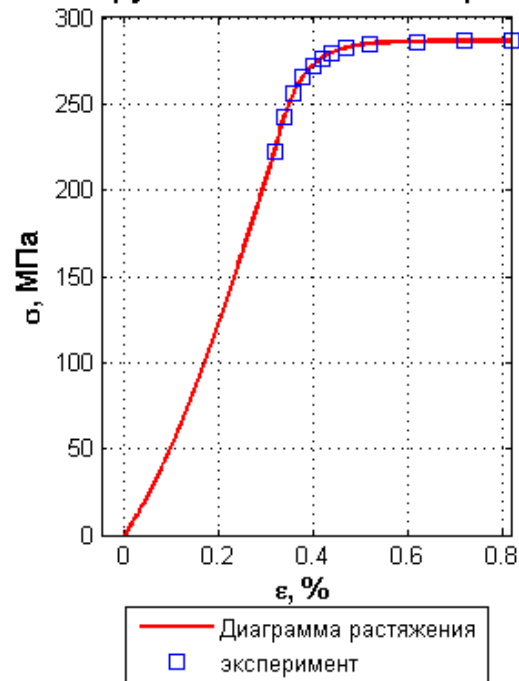
$$\nu = 0.3;$$

$$\rho = 2700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Линейный изотропный материал



Упруго-пластический материал

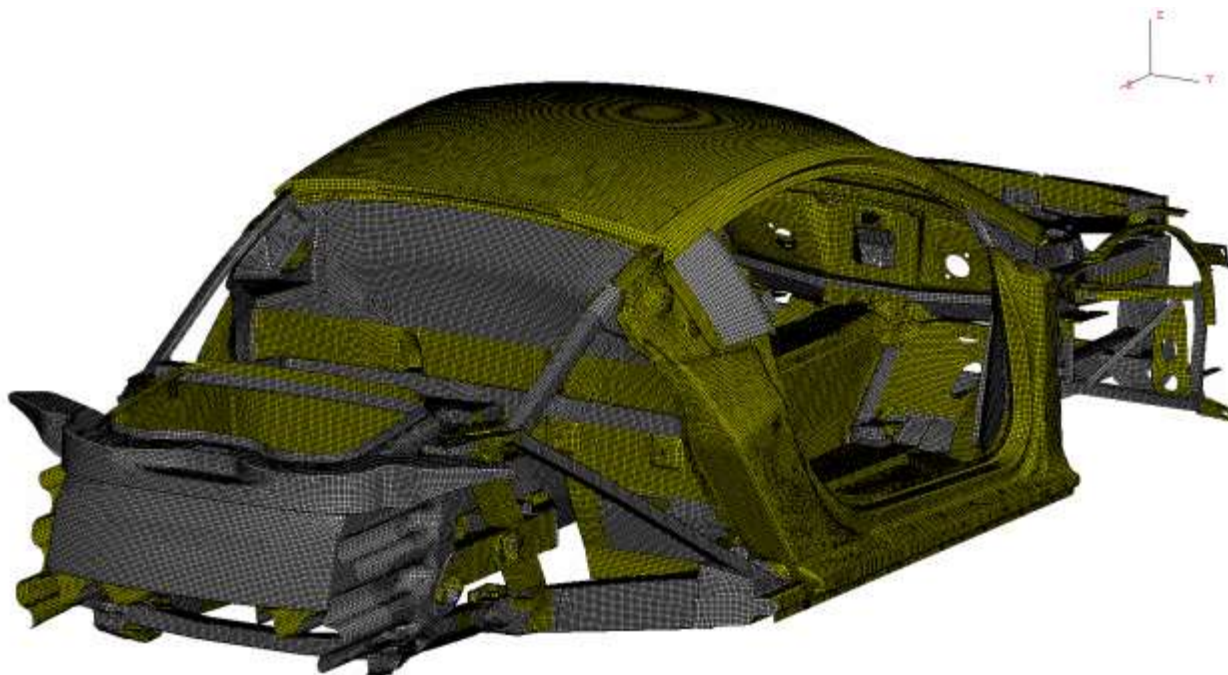


Таблица, определяющая пластические свойства

σ , МПа	$\varepsilon_{\text{пл}}$, %
222,3	0
242,4	0,02
256,2	0,04
265,6	0,06
272,1	0,08
276,6	0,1
279,7	0,12
282,6	0,15
285	0,2
286,2	0,3
286,4	0,4
286,5	0,5

2.2.3 Критерии качества конечно-элементной модели

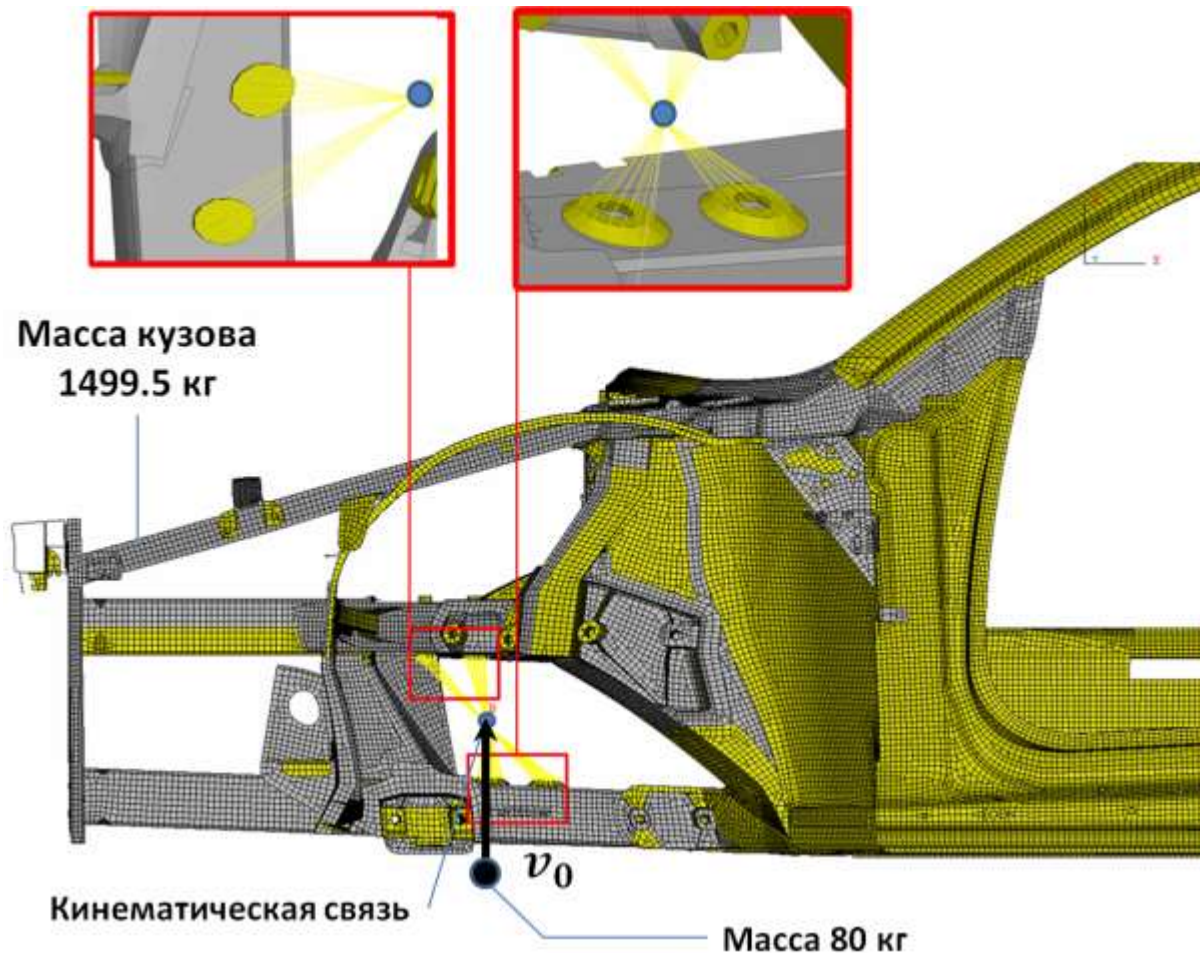
- ограничения на максимальный линейный размер элемента
- ограничение на коэффициент пропорциональности элемента (отношение максимальной длины стороны к минимальной)
- ограничение на депланацию конечного элемента (угол отклонения элемента от плоскости)
- не допускается также использование четырехугольных конечных элементов, имеющих очень острые ($\sim 40^\circ$) или тупые углы ($\sim 140^\circ$)



2.2.4 Задание граничных и начальных условий

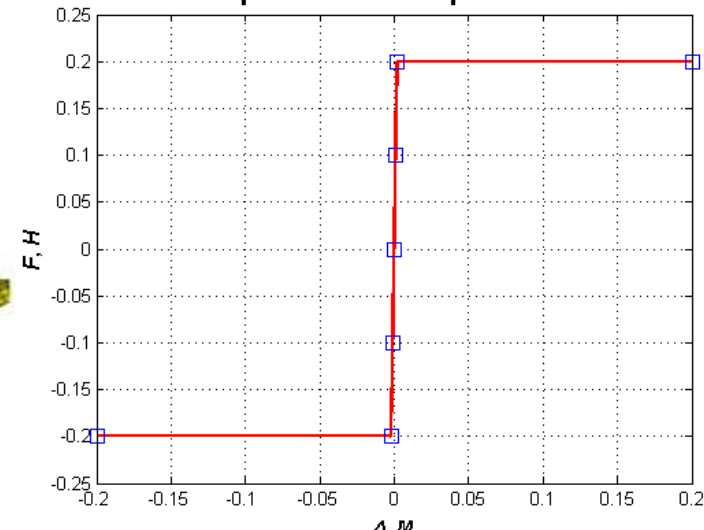
Сопряжение коннектора и кузова.

Задание граничных и начальных условий

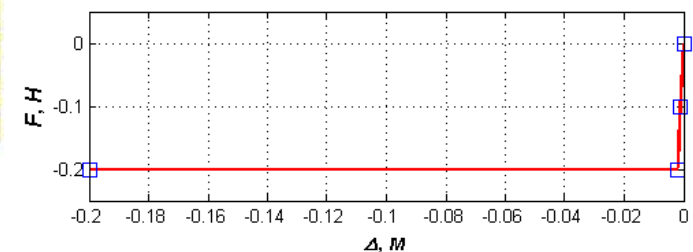
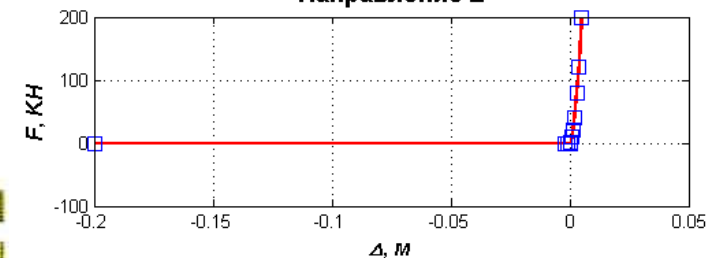


Упругие свойства коннектора

Направление X / Направление Y

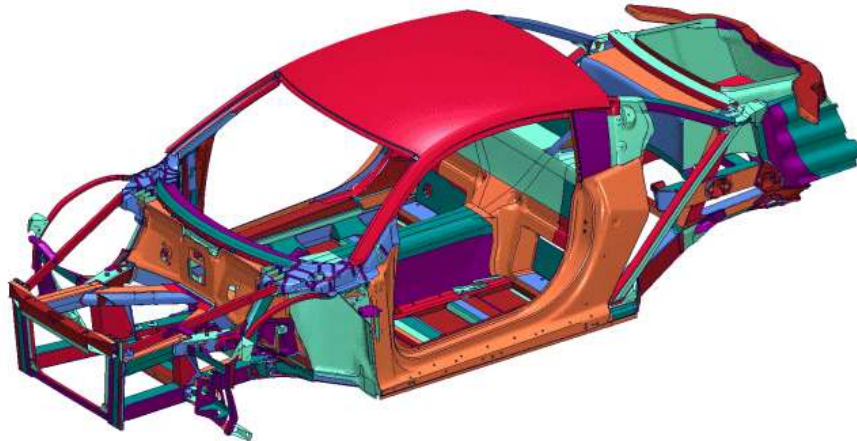


Направление Z

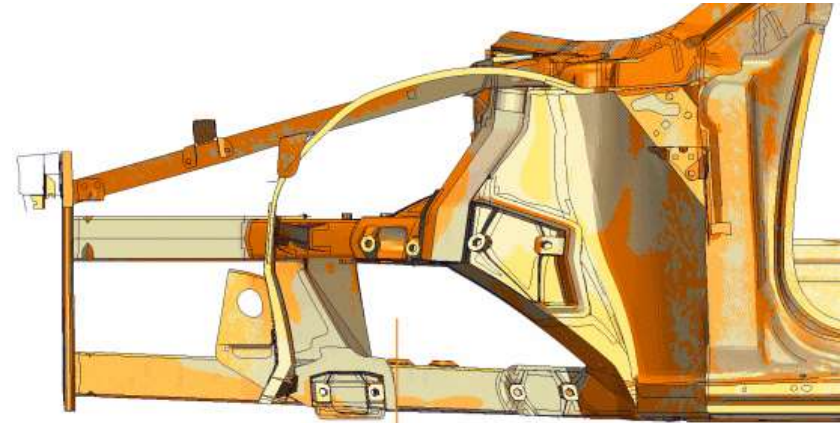


2.2.5 Конечно-элементное решение задачи о динамическом ударе кузова со стороны шасси

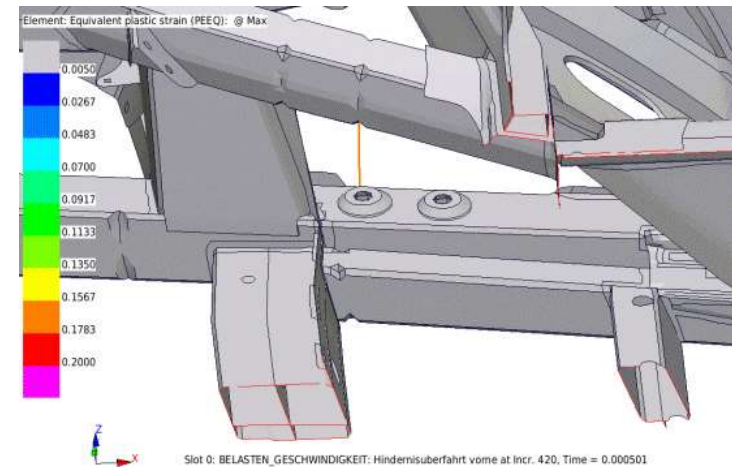
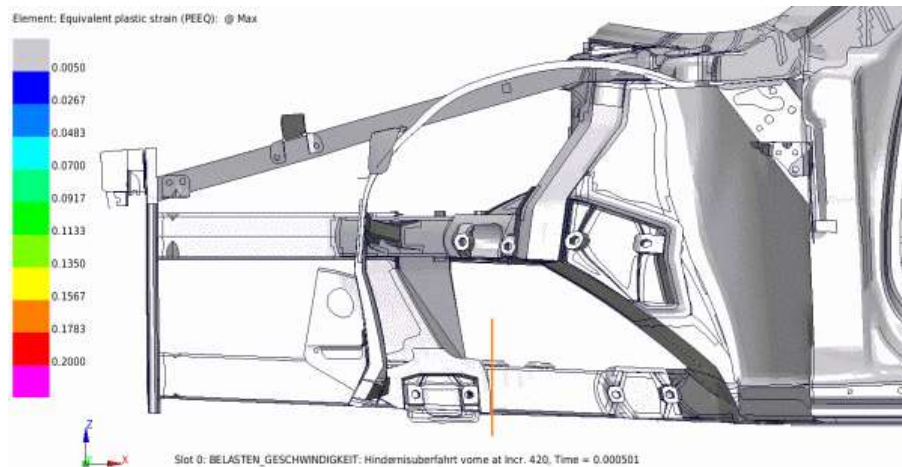
Динамический удар в переднюю подвеску



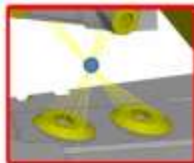
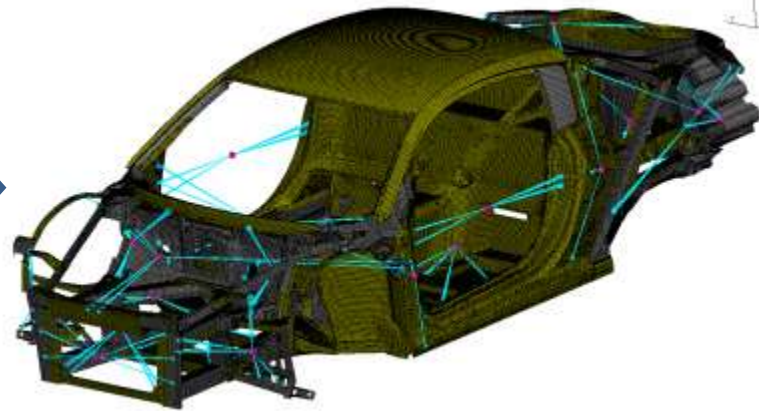
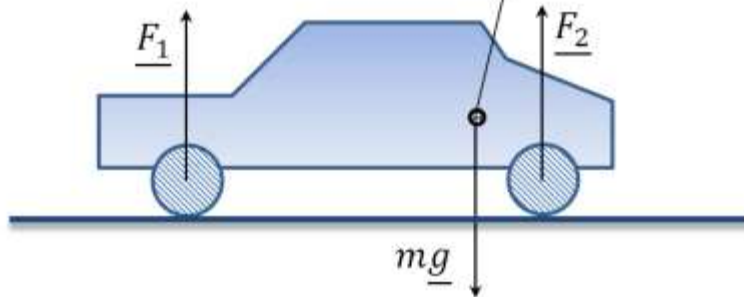
Деформирование кузова



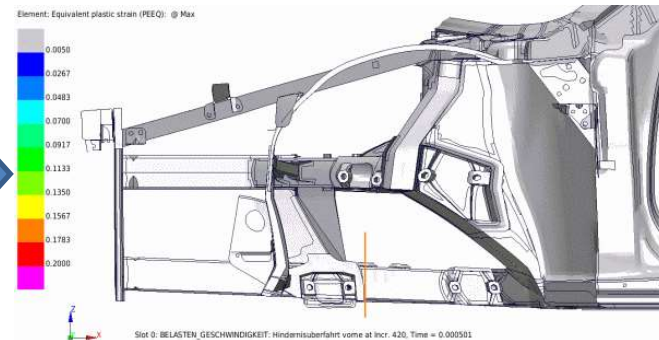
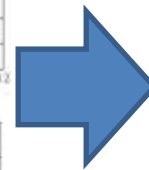
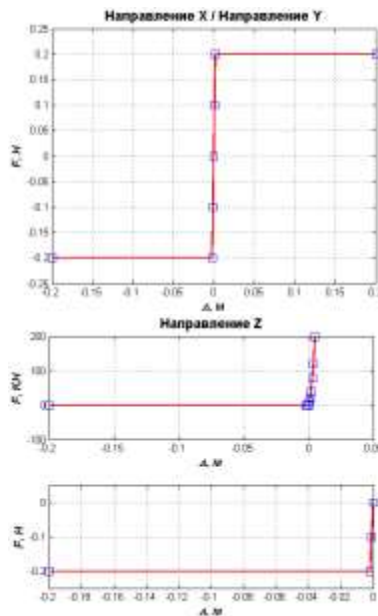
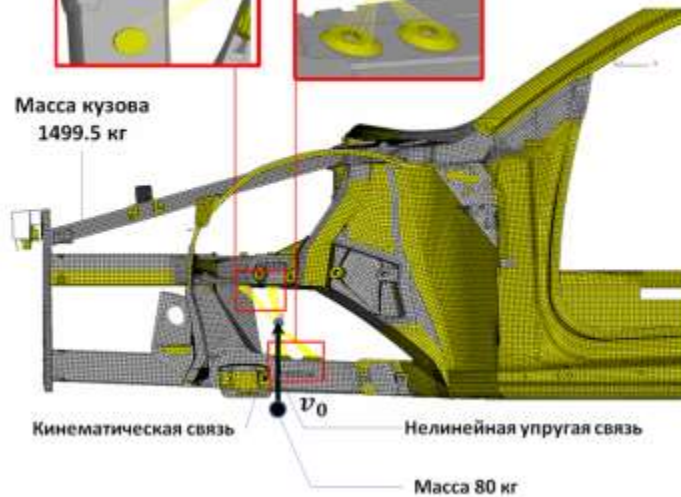
Пластические деформации кузова



Центр масс автомобиля



Масса кузова
 1499.5 кг



Заключение

На диаграммах пластических деформаций легко различаются проблемные зоны. Максимальное значение пластической деформации получено для элемента расположенного в петлевой части стойки двери составляет 16,3%.

Общие пластические деформации кузова незначительны.

Для предотвращения пластических деформаций в местах крепления навесного оборудования рекомендуется применить накладки.

Предложенный метод инженерного расчета позволяет решить задачу исследования прочности кузова легкового автомобиля без учета подвески, что определяет его практическую ценность при использовании на этапе проектирования. Варьируя значения начальной скорости и значения масс, имеется возможность проследить зарождение пластических деформаций и внести корректировки в конструкцию кузова и также определить желаемые характеристики подвески.

Список литературы

1. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник Т. 3. / В.В. Болотин, А.С. Вольмир, М.Ф. Димментберг и др.; под общ. Ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 569 с.
2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике./ перевод с англ. под ред. Б.Е. Победри – М.: Мир, 1975. – 541 с.
3. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов./ перевод с англ. А.А. Шестакова, под ред. Б.Е.Победри. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
4. Качанов Л.М. Основы теории пластичности изд. 2 – М.: Наука, 1969. – 420 с.
5. ABAQUS Theory Manual, Version 6.10.
6. ANSYS User’s Manual, Version 13.0.