

## **Лабораторная работа №2**

### **Анализ форм и частот собственных колебаний и гармонический анализ элементов конструкции колесных машин**

#### **1. Введение**

Знание параметров собственных колебаний становится важным в условиях динамического нагружения и при моделировании вибраций и переходных процессов в конструкциях. Частотный анализ является линейным и может учитывать эффекты затухания, но игнорирует пластическое течение материала и контактную жесткость.

Расчет параметров собственных колебаний конструкции – первый этап вибрационного исследования конструкции. Его целью является определение степени опасности возможных резонансных режимов. Если опасные гармоники не попадают в рабочий диапазон действующих внешних нагрузок, то конструкция обычно считается удовлетворительной с точки зрения прочности при вибрациях. В противном случае предпринимаются попытки изменить конструкцию таким образом, чтобы вывести ее собственные частоты за рабочий диапазон и (или) производится оценка опасности резонансных колебаний по величине возникающих деформаций и напряжений в конструкции.

При гармоническом анализе оценивается напряженно-деформированное состояние конструкции при вынужденных колебаниях, которые возбуждаются внешними периодически изменяющимися силами. Особенно опасными являются резонансные колебания, возникающие при совпадении собственной частоты конструкции и частоты внешних сил.

Одним из возбудителей резонансных явлений как в трансмиссии автомобиля, так и в его несущей системе, является двигатель внутреннего сгорания с его периодически меняющимся крутящим моментом.

Двигатель внутреннего сгорания имеет два основных возмущающих фактора, определяющих его вибрацию: опрокидывающий момент, возникающий под действием газовых сил в цилиндрах, и неуравновешенная сила,

вызванная возвратно-поступательным движением частей кривошипно-шатунного механизма.

Частота основной гармоники опрокидывающего момента для двигателя с равномерным чередованием рабочих ходов может быть определена по формуле [1]:

$$f_{\text{в}} = \frac{ni}{60\tau}, \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;  $i$  – число цилиндров двигателя;  $\tau = 1$  для двухтактного двигателя;  $\tau = 2$  для четырехтактного двигателя.

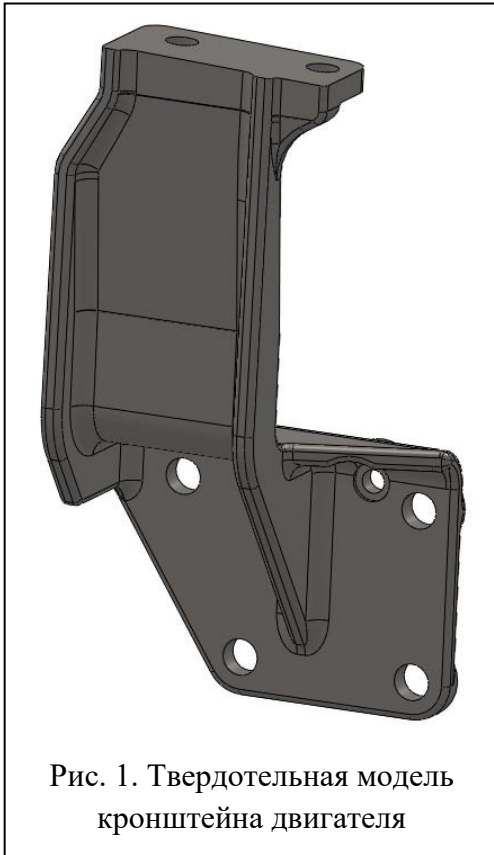
Некоторые двухрядные двигатели, например шести- и десятицилиндровые V-образные двигатели с углом развала  $90^\circ$  имеют неравномерное чередование рабочих ходов. Если в пределах каждого ряда цилиндров такого двигателя интервалы между вспышками в цилиндрах одинаковы (как, например, у двигателя ЯМЗ-236), то частота основной гармоники опрокидывающего момента

$$f_{\text{в}} = \frac{0,5ni}{60\tau}. \quad (2)$$

Влияние крутящего момента, создаваемого силами инерции, обычно приходится учитывать в четырехцилиндровых четырехтактных двигателях и двигателях с неравномерным чередованием вспышек, где он вносит вклад в гармоники второго и более высокого порядков.

В данной работе анализ форм и частот собственных колебаний рассматривается для переднего правого кронштейна двигателя ЯМЗ-238М2 автомобиля Урал-4320 (номер детали по каталогу 4320Я2-1001012-10). Для этого двигателя диапазон частот вращения коленчатого вала при холостом ходе лежит в диапазоне 550...2275 об/мин, поэтому частота основной гармоники опрокидывающего момента (см. (1)) лежит в пределах 36,7...151,7 Гц.

## 2. Анализ собственных форм колебаний кронштейна двигателя



Твёрдотельная модель кронштейна двигателя, разработанная в пакете трехмерного моделирования SolidWorks, находится в файле «4320Я2-1001012-10 Кронштейн двигателя передний правый.SLDPRT» (рис. 1).

Следует отметить, что достаточно часто модели сложных деталей, созданные в пакетах трехмерного моделирования, содержат в себе элементы (границы и ребра) очень малых размеров. Это приводит к тому, что в процессе разбиения на конечные элементы создается большое число мелких элементов в тех местах, где в этом нет необходимости. В результате получаются расчетные модели с необоснованно

большой размерностью, что значительно затрудняет их анализ. Ниже, в разделе, посвященном созданию конечно-элементной сетки, рассмотрены приемы, позволяющие избежать данных проблем.

Анализ форм и частот собственных колебаний кронштейна двигателя проводится в программном комплексе ANSYS Workbench 12.1 в следующей последовательности.

1. Запуск ANSYS Workbench 12.1 и импортирование геометрии из внешнего файла.

1.1. Создать в поле схемы проекта новый расчет – расчет собственных форм колебаний: **Analysis Systems > Modal (ANSYS)**; перетащить мышкой выбранный компонент в поле схемы проекта; задать имя компонента: «Анализ форм колебаний».

1.2. В новом компоненте из контекстного меню для ячейки **Geometry** (вызывается щелчком правой кнопки мышки) выбрать пункт **Import Geome-**

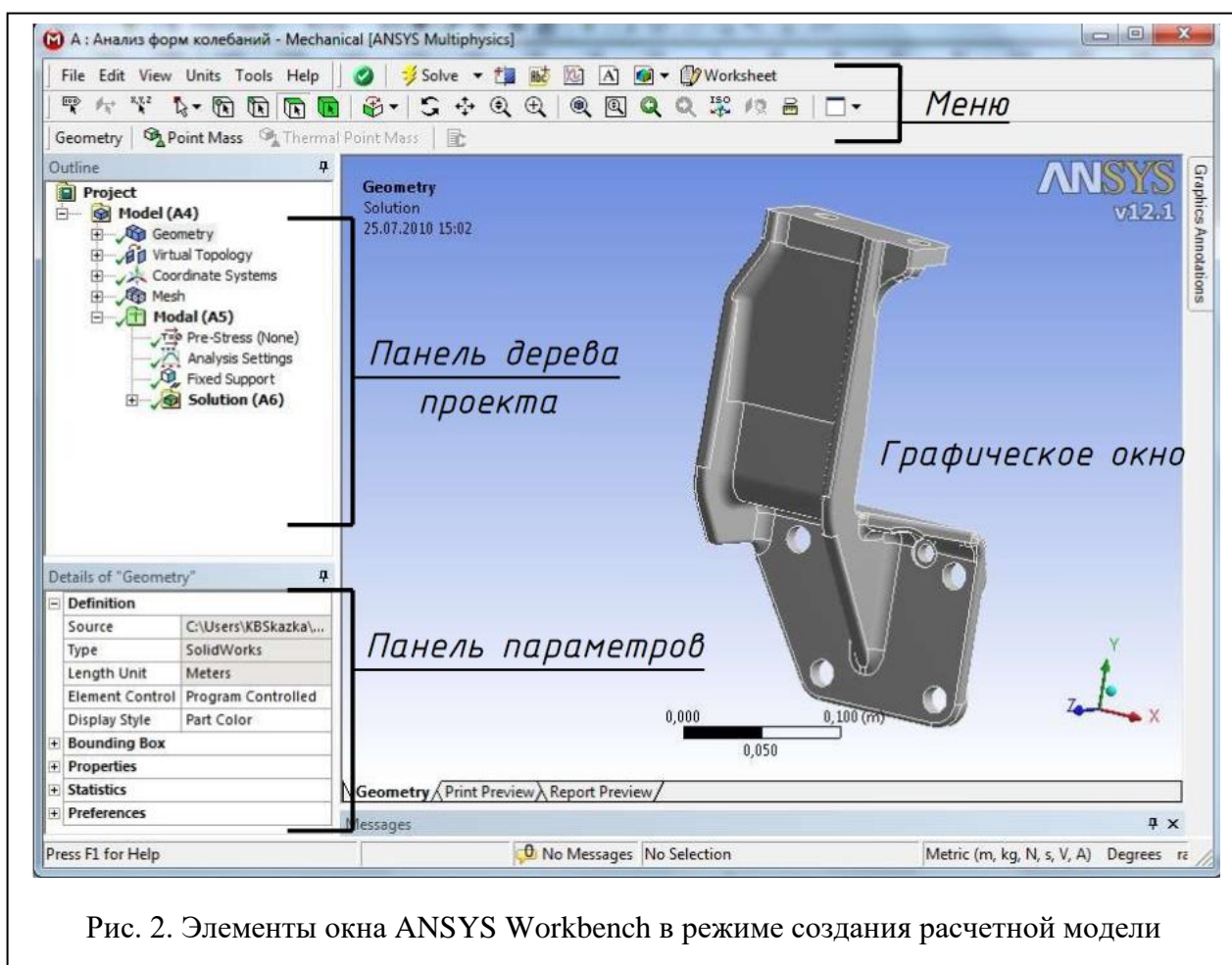
try > **Browse...** и указать расположение файла «4320Я2-1001012-10 Кронштейн двигателя передний правый.SLDPRT».

2. Войти в режим редактирования модели: из контекстного меню для ячейки **Model** выбрать пункт **Edit...** В открывшемся окне (рис. 2) с левой стороны вверху располагается панель дерева проекта (Outline), содержащая ключевые компоненты расчета. Под нею располагается панель параметров (Details of ...), в которой задаются параметры и опции для выбранного компонента. Справа располагается графическое окно с моделью.

3. Сохранить проект: **File > Save Project...** Задать имя файла: Kron\_Ural.wbpj. В ходе работы рекомендуется сохранять проект после каждой трудоемкой операции.

4. Создание конечно-элементной сетки.

4.1. Задать метод разбиения на конечные элементы (сетка с преобразованием шестигранных элементов): из контекстного меню для элемента **Mesh**



выбрать **Insert > Method ...**, указать в графическом окне тело кронштейна; **Details of “Automatic Method” > Geometry > Apply; Details of “Automatic Method” > Method > Hex Dominant.**

4.2. Задать характерный размер элемента (0,005 м): из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Insert > Sizing...**, указать в графическом окне тело кронштейна; **Details of “Sizing ” > Geometry > Apply; Details of “Body Sizing ” > Element Size > 0,005.**

4.3. Попытаться провести разбиение кронштейна на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. В процессе своей работы генератор сетки выдает сообщение об ошибке из-за присутствия в модели мелких граней и ребер.

Для решения данной проблемы можно воспользоваться инструментом для создания так называемой виртуальной топологии (Virtual Topology). Этот инструмент позволяет объединить в общие грани или ребра, называемые виртуальными ячейками (Virtual Cell), несколько смежных граней или ребер, тем самым удалив из модели мелкие грани и ребра.

4.4. Создать в проекте элемент виртуальной топологии: из контекстного меню для элемента **Model (A4)** выбрать **Insert > Virtual Topology**.

4.5. Создать виртуальные ячейки: из контекстного меню для элемента **Virtual Topology** выбрать **Generate Virtual Cells**. В результате будет создано 33 виртуальных грани и 37 виртуальных ребер.

4.6. Провести повторное разбиение на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. Полученная сетка на внешней стороне основания кронштейна имеет проблемные участки с сильно вытянутыми элементами (рис. 3). Для того чтобы этого избежать, необходимо удалить автоматически созданную на этом участке виртуальную ячейку (Virtual Face 9) и вернуться к первоначальной геометрии.

4.7. Удалить виртуальную ячейку: из контекстного меню для элемента **Virtual Topology > Virtual Face 9** выбрать **Delete Cell And Dependents**.

4.8. Провести повторное разбиение на конечные элементы: из контекстного меню для элемента **Mesh** выбрать **Generate Mesh**. Полученная в результате конечно-элементная модель (рис. 4) может быть использована для дальнейшего расчета. Данные о количестве созданных узлов и элементов

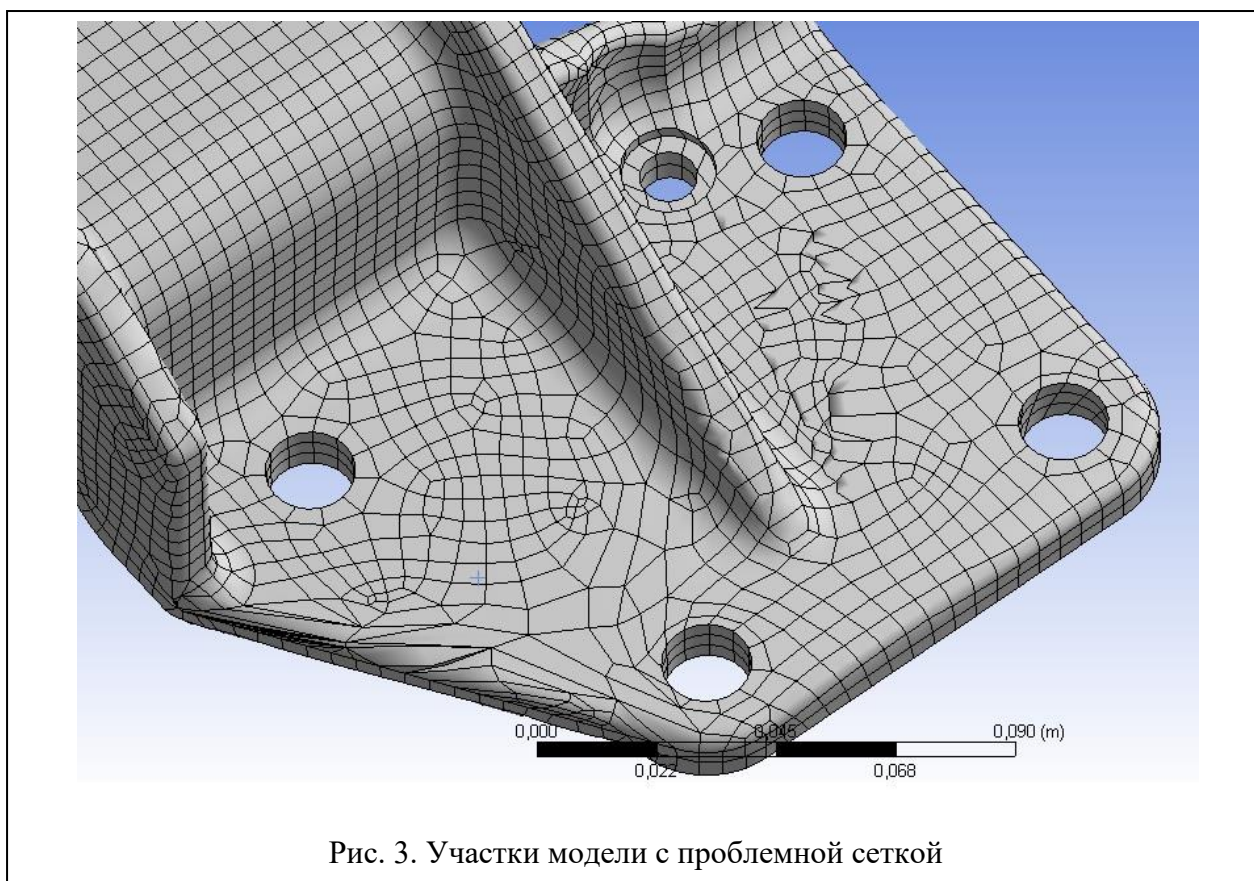


Рис. 3. Участки модели с проблемной сеткой

можно посмотреть в панели параметров: **Details of «Mesh» > Statistics**.

5. Задать граничные условия – заделку на двух привалочных поверхностях кронштейна (рис. 5): из контекстного меню для элемента **Modal (A5)** выбрать **Insert > Fixed Support**; выбрать две привалочные поверхности, удерживая клавишу CTRL; **Details of «Fixed Support» > Geometry > Apply**.

6. Добавить перемещения элементов кронштейна для просмотра формы собственных колебаний в конце расчета: из контекстного меню для элемента **Solution (A6)** выбрать **Insert > Deformation > Total**.

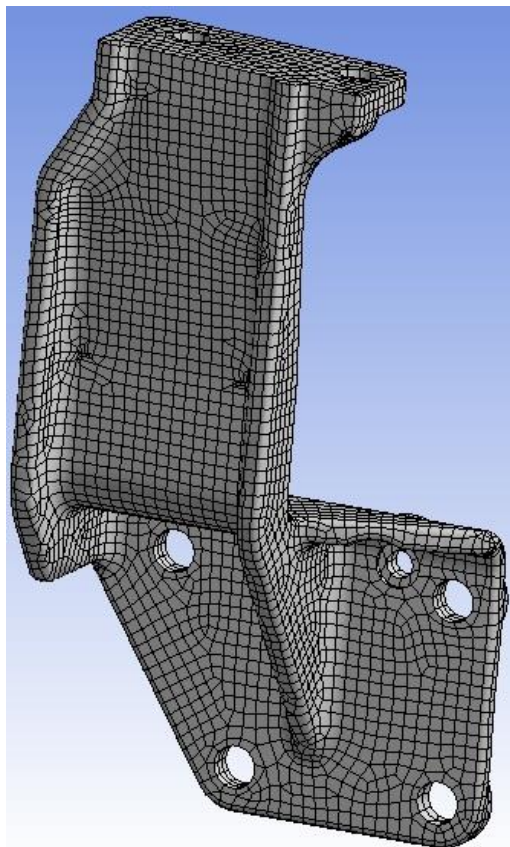


Рис. 4. Конечно-элементная модель кронштейна

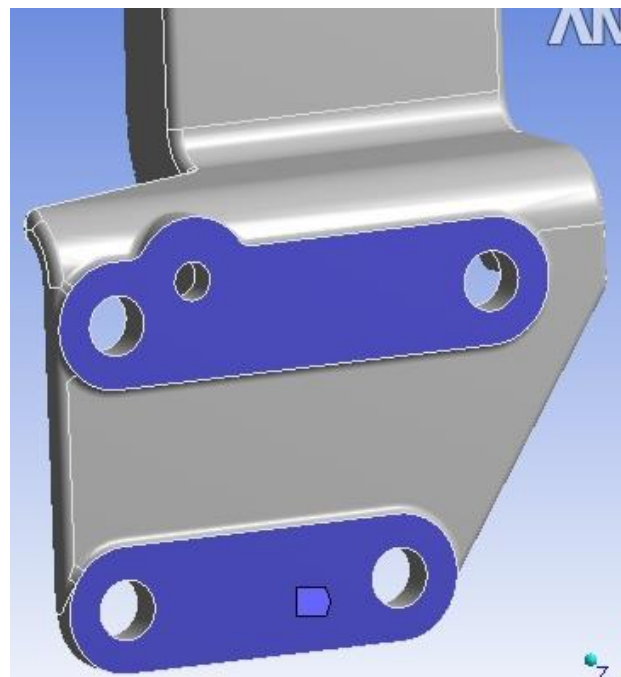


Рис. 5. Привалочные поверхности кронштейна

7. Задать требуемое для отыскания максимальное число форм и частот собственных колебаний (пять): выбрать в дереве проекта **Modal (A5) > Analysis Settings**, а в панели параметров **Details of “Analysis Settings”** указать **Max Modes to Find > 5**.

8. Выполнить расчет форм и частот собственных колебаний кронштейна: из контекстного меню для элемента **Modal (A5)** выбрать **Solve**. После успешного завершения расчета в дереве проекта около элемента **Solution (A6)** появится зеленая «галочка».

9. Проанализировать результаты расчета и определить формы и частоты собственных колебаний кронштейна: выделить элемент в дереве проекта **Modal (A5) > Solution (A6) > Total Deformation**. При этом в графическом окне отобразится деформированная форма кронштейна, соответствующая собственной частоте с номером, указанным в панели параметров **Details of “Total Deformation”** в ячейке **Definition > Mode** (рис. 6).

Для просмотра форм собственных колебаний удобно использовать средства анимации, встроенные в комплекс. Значения всех найденных собственных частот кронштейна приведены в панели табличных данных. Для просмотра формы собственных колебаний с заданным номером собственной частоты, необходимо с помощью кнопок выбора частоты (см. рис. 6) установить в ячейке **Mode** этот номер, затем из контекстного меню элемента дерева проекта **Modal (A5) > Solution (A6) > Total Deformation** выбрать **Retrieve This Result**.

Отметим, что первые пять найденных собственных частот кронштейна лежат в диапазоне от 302,35 Гц до 2326,1 Гц, что значительно превышает частоту основной гармоники опрокидывающего момента (см. п. 1). Поэтому можно считать, что с точки зрения выбора частот собственных колебания, кронштейн спроектирован правильно.

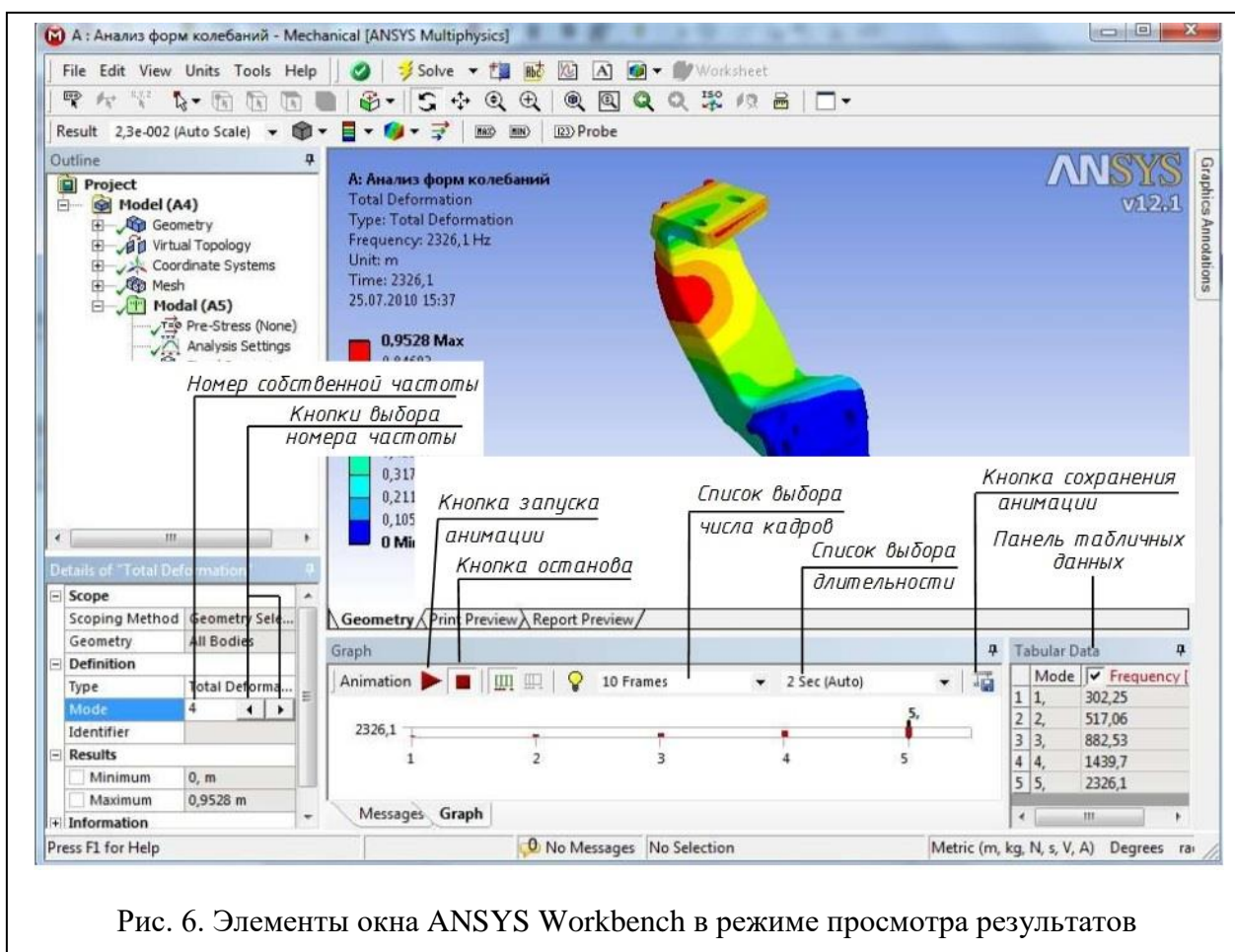


Рис. 6. Элементы окна ANSYS Workbench в режиме просмотра результатов

## Литература

1. Колебания силового агрегата автомобиля. Тольский В.Е., Корчменный Л.В., Латышев Г.В., Минкин Л.М. – М., Машиностроение, 1976, 266 с., с ил.