

**Учреждение образования  
«Белорусский государственный  
технологический университет»**

**С. А. Голякевич, А. Р. Гороновский**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ЛЕСНЫХ МАШИН И  
СИСТЕМЫ  
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

**В 2-х частях**

**Часть 2**

**Рекомендовано учебно-методическим объединением по  
образованию в области природопользования и лесного хозяйства  
в качестве учебно-методического пособия для студентов  
учреждений высшего образования по специальности  
1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса»  
специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование  
лесной промышленности»**

**Минск 2016**

УДК 630\*37:004(075.8)  
ББК 43.904я73  
Г-63

Рецензенты:

Кафедра «Основы научных исследований и проектирования» УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»; кандидат технических наук, директор Республиканского компьютерного центра машиностроительного профиля Объединенного института машиностроения НАН Беларуси А. В. Шмелев

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».*

**Голякевич, С. А.**

Г63        Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования. В 2ч. Ч.2: учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» / С. А. Голякевич, А. Р. Гороновский. – Минск: БГТУ, 2016. – ISBN 978-985-530-\*\*\*-\*

Рассмотрены вопросы применения систем автоматизации конструирования, инженерных расчетов и анализа: *Siemens PLM NX*, *PTC MathCAD* и *Ansys* для оценки динамики, прочности и усталостной долговечности шасси и технологического оборудования лесных машин. Основной акцент в пособии сделан на практическое применение отмеченных пакетов САПР для проектирования элементов шасси и технологического оборудования лесных машин.

Издание будет полезным магистрантам, аспирантам, сотрудникам научно-исследовательских институтов и инженерно-техническим работникам предприятий лесного машиностроения.

УДК 630\*37:004 (075.8)  
ББК 43.904я73

ISBN 978-985-530-\*\*\*-\*    © «УО Белорусский государственный технологический университет», 2016  
© Голякевич С. А., Гороновский А. Р., 2016

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	4
ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДОВ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ .....	5
1.1. Общая теория метода конечных элементов .....	5
1.2. Теоретические сведения о численных методах решения дифференциальных уравнений. Методы Эйлера и Рунге-Кутты .....	14
Лабораторная работа № 1 Создание твердотельных моделей деталей в Siemens NX.....	20
Лабораторная работа № 2 Создание кинематически подвижной сборной 3D модели манипулятора харвестера в Siemens NX .....	27
Лабораторная работа № 3 Моделирование вертикальной динамики движения сортиментовоза с использованием системы автоматизации инженерных расчетов MathCAD .....	36
Лабораторная работа № 4 Анализ напряженно-деформированного состояния отдельных деталей шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench .....	45
Лабораторная работа №5 Оценка усталостной долговечности отдельных деталей шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench.....	65
Лабораторная работа №6 Оценка напряженно-деформированного состояния сборных конструкций шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench .....	69
Лабораторная работа № 7 Моделирование динамики манипулятора харвестера в Ansys Workbench.....	78
Лабораторная работа № 8 Сопоставление результатов численного моделирования в Ansys с результатами аналитических расчетов .....	87
Приложение 1 .....	95
Приложение 2 .....	102
Приложение 3 .....	103
Литература .....	109

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Интенсификация лесозаготовительного производства, ужесточение требований к экономичности и безопасности лесных машин ставит перед машиностроительными предприятиями задачи по наращиванию объемов их выпуска, сокращению сроков и стоимости проектирования и последующего производства лесных машин. Наиболее трудоемким, продолжительным и дорогостоящим этапом всего процесса создания новой лесной машины являются ее натурные испытания. Естественно, что сокращение объемов дорогостоящих натуральных экспериментов и их замена на виртуальные позволяет значительно ускорить и удешевить процесс разработки лесной машины.

Реализация виртуального эксперимента невозможна без внедрения в производство методов компьютерного моделирования с использованием систем автоматизированного проектирования (САПР). Изучение этих методов и систем предусмотрено учебным планом подготовки специалистов по специальности 1–36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1–36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» и программой дисциплины «Основы проектирования лесных машин и системы автоматизированного проектирования».

Данное учебно-методическое пособие призвано помочь студентам освоить навыки практического применения САПР используемых в процессе 3D моделирования, кинематических, динамических и прочностных расчетов конструкций лесных машин. Все рассматриваемые в пособии системы автоматизированного проектирования получили широкое распространение на ведущих машиностроительных предприятиях.

Автоматизация конструкторских работ в части 3D моделирования рассмотрена на примере программного *PLM* пакета *Siemens NX* предназначенного в первую очередь для конструирования деталей, сборок, моделирования кинематики их работы, промышленного дизайна и др. Процесс моделирования динамики конструкций лесных машин изложен на примере двух *CAE* систем: *Mathcad* и *Ansys*. Расчет динамики конструкций в системе *Mathcad* основан на записи в явном виде и последующем численном решении дифференциальных уравнений с применением встроенных в *Mathcad* алгоритмов. Такой подход часто применяется на практике для моделирования взаимодействия лесной машины с предметом труда. Многодисциплинарный *CAE* пакет *Ansys* основанный на использовании метода конечных элементов (МКЭ) позволяет оценивать динамику конструкций (без явной записи дифференциальных уравнений), проводить анализ прочности и усталостной долговечности конструкций.

# ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДОВ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

## 1.1. Общая теория метода конечных элементов

Использование метода конечных элементов (МКЭ) получило широкое распространение в практике решения пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций. В их числе задачи контактного взаимодействия элементов конструкций, механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики, а также механики связанных полей.

Согласно МКЭ, модель конструкции сложной формы подразделяется на более мелкие части (конечные элементы) (рис. 1.1) сравнительно простой формы, в пределах которых ищется приближенное численное решение. Результатом такого моделирования обычно является поле напряжений и смещений в целой конструкции [1].

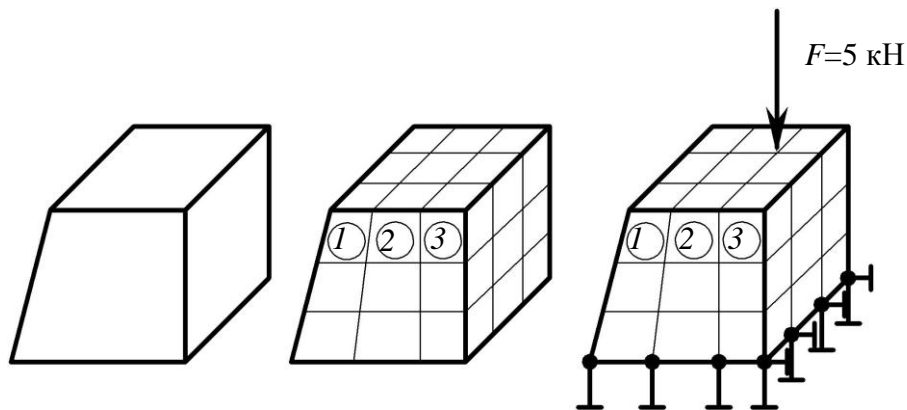


Рис. 1.1. Разбиение детали на конечные элементы (а) и задание граничных условий (б)

Как правило, решение задачи с применением МКЭ состоит из следующих основных этапов:

- 1) Создание схемы конструкции и нагрузок;
- 2) Создание геометрии модели, пригодной для МКЭ (к примеру в *Siemens NX*, *AutoCAD*, *T-flex CAD*, *Kompas* и других *CAD* программах);
- 3) Разбиение модели на конечные элементы;
- 4) Приложение к модели граничных условий (закреплений и нагрузок);
- 5) Численное решение системы уравнений;
- 6) Анализ результатов.

Этапы 1–4, относятся к препроцессорной стадии, этап 5 – к процессорной стадии, этап 6 – к постпроцессорной стадии.

Наиболее употребительными типами конечных элементов являются (рис.1.2): брус (*a*), стержень (*б*), тонкая пластина и оболочка (*в*), двухмерное или трехмерное тело (*г*). При построении модели могут быть использованы не один, а несколько типов элементов.

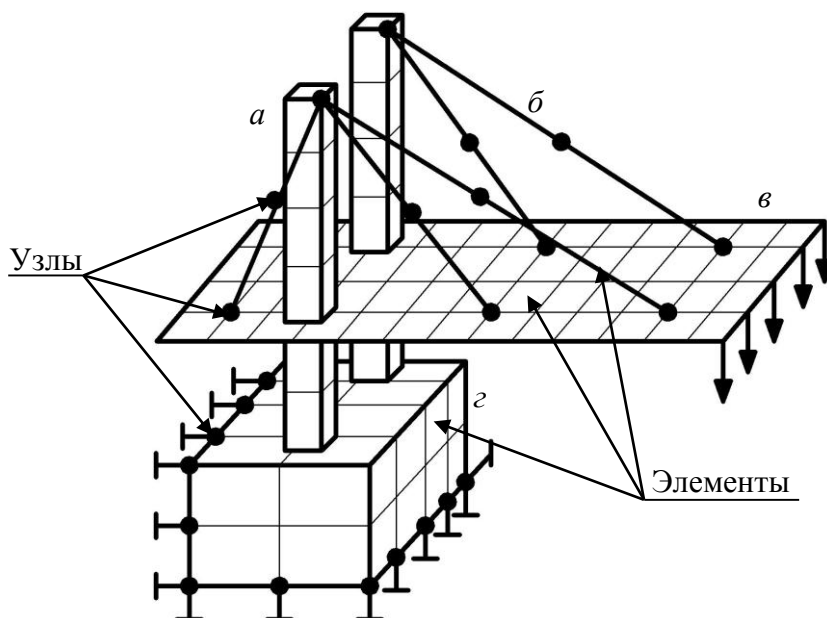


Рис. 1.2. Типы конечных элементов

Точность расчетов проводимых с использованием МКЭ зависит от многих факторов, в том числе и от количества конечных элементов. Однако если напряжения не значительно меняются в пределах модели, то количество конечных элементов несущественно влияет на точность вычисления напряжений.

Конечные элементы могут быть линейными (элементы первого порядка) или параболическими (элементы второго порядка) (рис.1.3). Линейные элементы имеют прямые стороны и узлы только в углах. Параболические элементы могут иметь промежуточный узел вдоль каждой из сторон. Именно благодаря этому стороны элемента могут быть криволинейными (параболическими). При равном количестве элементов, параболические элементы дают большую точность вычислений, т.к. они более точно воспроизводят криволинейную геометрию модели и имеют более точные формы (аппроксимирующие функции). Однако

проведение расчета с применением конечных элементов второго и более высокого порядка требует больших ресурсов оперативной памяти компьютера.

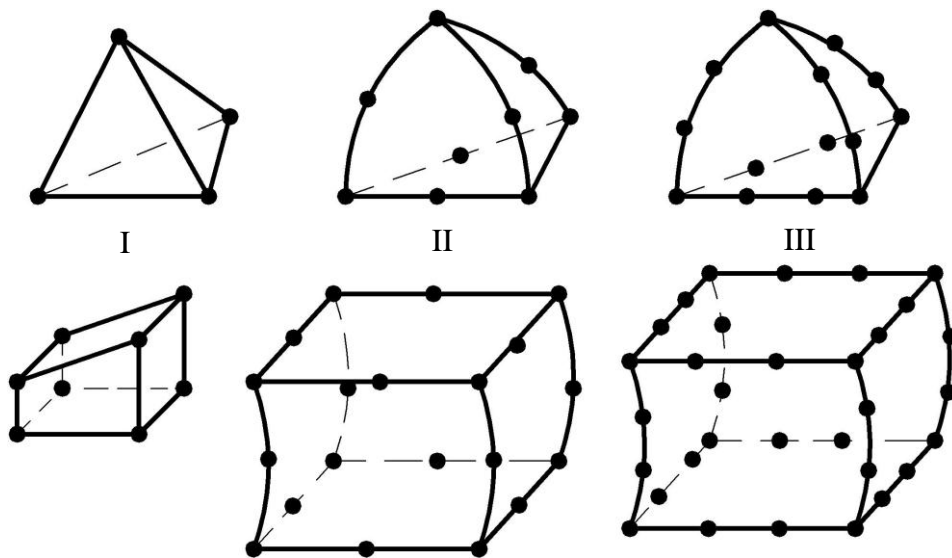


Рис. 1.3. Порядок конечных элементов

В программном комплексе *ANSYS* имеется два основных метода создания конечно-элементной сетки: построение произвольной сетки и построение упорядоченной сетки.

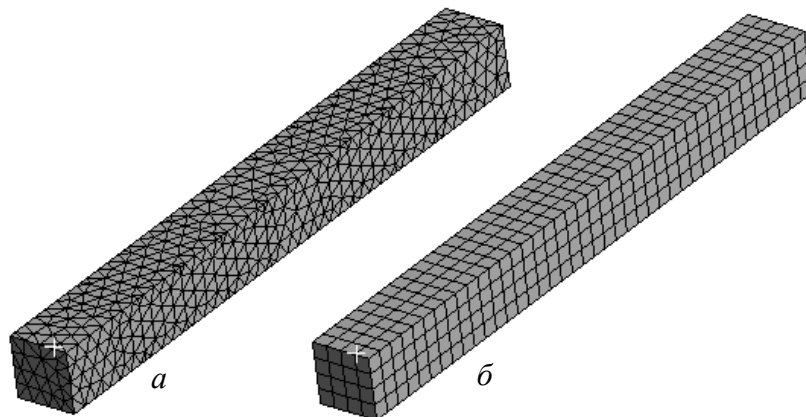


Рис. 1.4. Методы построения конечно-элементной сетки: произвольный (а) и упорядоченный (б)

Произвольная сетка строится автоматически, при этом соседние элементы могут существенно отличаться по размерам (рис 1.4 а). Упорядоченная сетка строится путем деления геометрических элементов

модели на некоторое число частей (рис 1.4 б). В автоматически построенных сетках с большим числом элементов число узлов преобладает над числом элементов. Отношение между узлами и элементами, примерно, 2:1 для плоских произвольных сеток и 6:1 для произвольных трехмерных сеток с четырехгранными элементами.

Чем меньше линейный размер конечного элемента  $h$  (рис 1.5), тем большее количество элементов модели, при этом время вычислений экспоненциально возрастает, а ошибки анализа уменьшаются. Однако, ошибки уменьшаются не до нуля, т.к. с увеличением числа элементов накапливаются ошибки округления в ЭВМ.

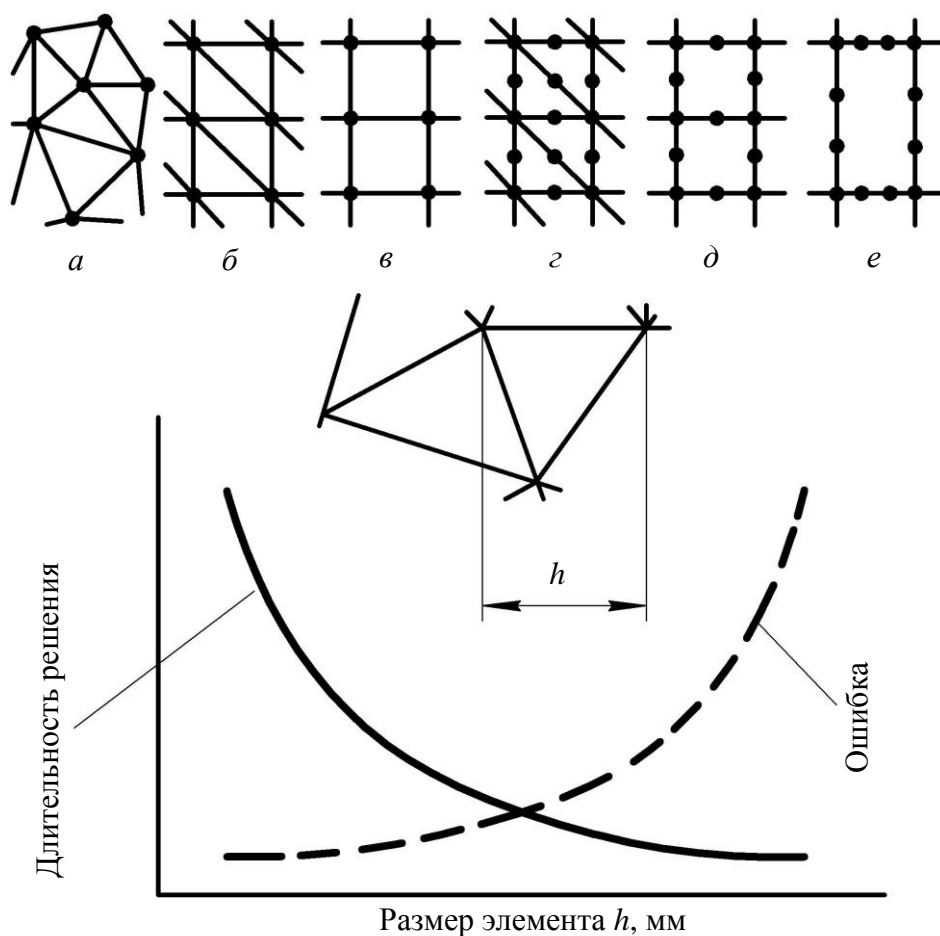


Рис. 1.5. Точность и длительность решения методом конечных элементов

Практика расчетов с применением МКЭ позволяет дать следующие рекомендации: 1) линейные элементы требуют более частой сетки, чем квадратичные элементы (с одним промежуточным узлом) или кубические (с двумя промежуточными узлами); 2) упорядоченная сетка (рис.



1.5 б) является более предпочтительной, чем произвольная сетка (рис. 1.5 а); 3) прямоугольная сетка с 4 узлами (рис. 1.5 в) более предпочтительна, чем сетка с треугольными элементами (рис. 1.5 б); 4) сетка треугольных элементов с промежуточными узлами (рис. 1.5 з) имеет, по крайней мере, ту же самую точность, что и сетка прямоугольных элементов с 4 узлами (рис. 1.5 в); 5) прямоугольная сетка с 8 узлами (рис. 1.5 д) является более предпочтительной, чем сетка треугольных элементов с промежуточными узлами (рис. 1.5 з), несмотря на большой размер прямоугольных элементов; 6) аппроксимация смещений кубическим полиномом (рис. 1.5 е) не требует более мелкой сетки.

Необходимо также помнить, что МКЭ – приближенный численный метод, точность которого зависит от правильного выбора типов и размеров конечных элементов. Так, например, более частая сетка требуется там, где ожидается большой градиент деформаций или напряжений. В то же время более редкая сетка может применяться в зонах с постоянными дефектами или напряжениями, а также в областях, не представляющих особого интереса для последующей оценки. В связи с этим инженер должен уметь выявлять области концентрации напряжений при предварительном анализе.

Ошибки могут возникать на различных стадиях конечно-элементного анализа: при постановке задачи, построении модели или при самом численном решении.

Основным источником ошибок при постановке задачи является некорректное задание граничных условий. Для их снижения следует перед началом расчета всесторонне исследовать нагрузочные режимы работы конструкции и, по возможности, оценить механику работы и варианты деформации конструкции.

Следует помнить, что граничные условия (перемещения или силы) прикладываются только к узлам (рис. 1.2). Максимальное число граничных условий, приложенных в узле, равно числу его степени свободы. Также необходимо обратить особое внимание на число граничных условий. Оно должно быть минимально необходимым. Так, например, не следует фиксировать все степени свободы (все перемещения) в каждом узле элемента. Не следует также прикладывать силу в узле в том же направлении, в котором в данном узле зафиксировано смещение. При этом полное отсутствие закрепления вдоль какой-либо из осей может привести при анализе к кажущемуся сдвигу вдоль этой оси вследствие неизбежных ошибок округления при численных расчетах.

Кроме того, если конструкция имеет оси или плоскости симметрии, то учитывая это при задании граничных условий можно существенно

сократить время расчета и увеличить его точность. Рассмотрим задачу в которой сжимается заготовка в виде куба (имеет 3 плоскости симметрии) однородная по своей структуре (рис. 1.5). Очевидно, что в данном случае нет необходимости моделировать всю конструкцию целиком. Достаточно смоделировать только часть конструкции (1/4 или 1/8), учитывая то, что прикладываемая нагрузка разделяется в равных долях относительно осей симметрии.

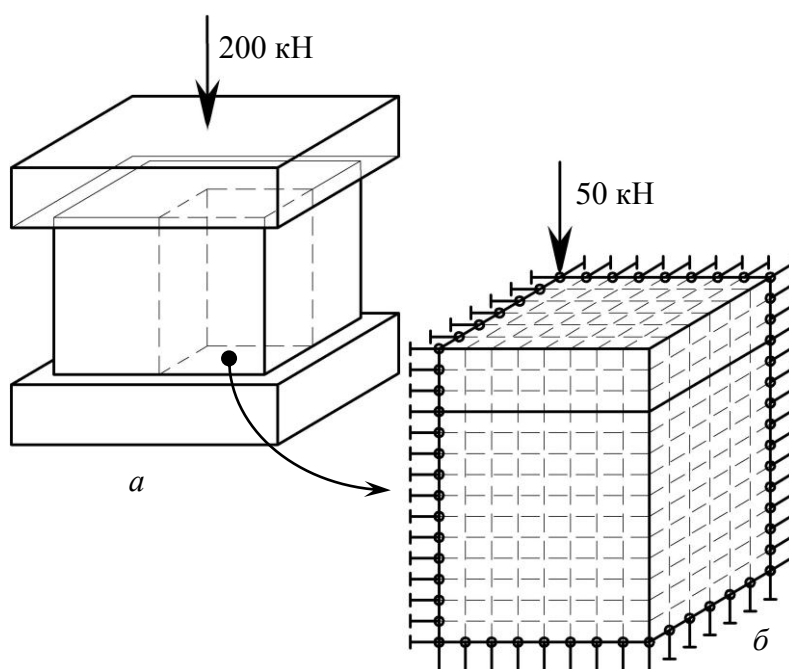


Рис. 1.5. Преобразование симметричной модели

Выбор размеров элементов и граничных условий при построении сетки можно существенно упростить, если принять во внимание принцип Сен-Венана, согласно которому две статически эквивалентные системы сил создают одно и то же поле напряжений на расстоянии от их точек приложения, больше, чем характерный линейный размер поперечного сечения.

Форма конечных элементов также влияет на точность вычислений. С этой точки зрения следует избегать слишком узких и вытянутых элементов, т.к. элементы одинаковы, примерно, сторонами дают меньшую ошибку. В сетке могут присутствовать треугольные и четырехугольные элементы, однако между ними не должно быть разрывов. Также нельзя строить четырехугольные элементы с углами, большими  $180^{\circ}$ .

Кроме того, точность результатов анализа уменьшается если размеры соседних элементов вблизи концентратора напряжений существенно различаются. Так, считается [1] недопустимым если размеры  $h_1$  и  $h_2$  ребер соседних конечных элементов (рис 1.6) различаются более чем в 2 раза.

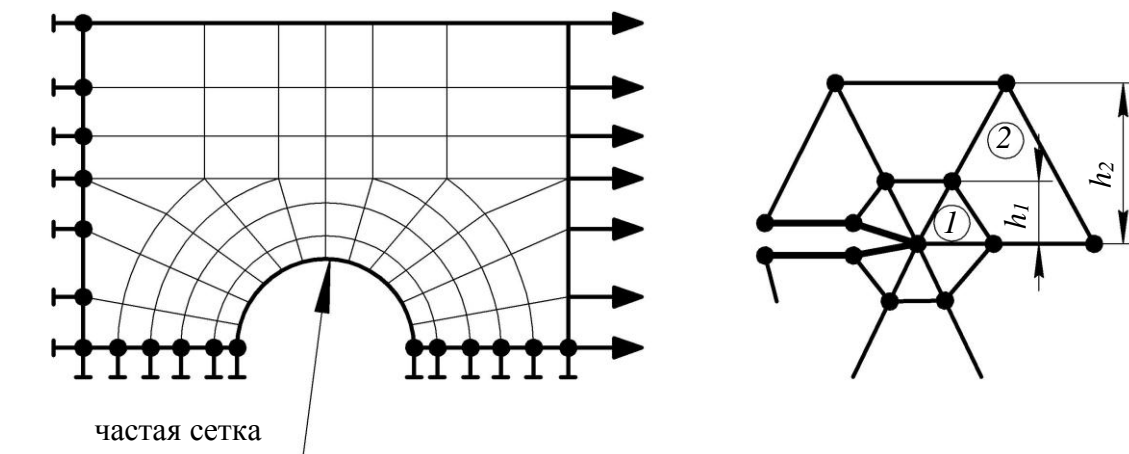


Рис. 1.6. Изменение величины КЭ вблизи концентратора напряжений

На точность результатов влияет также и ориентация сторон элементов. Для изгибаемой консольной балки увеличение числа элементов по высоте балки не дает повышения точности результатов (рис 1.7 а). Лучшие результаты дает увеличение числа элементов второго порядка по длине балки (рис 1.7 б).

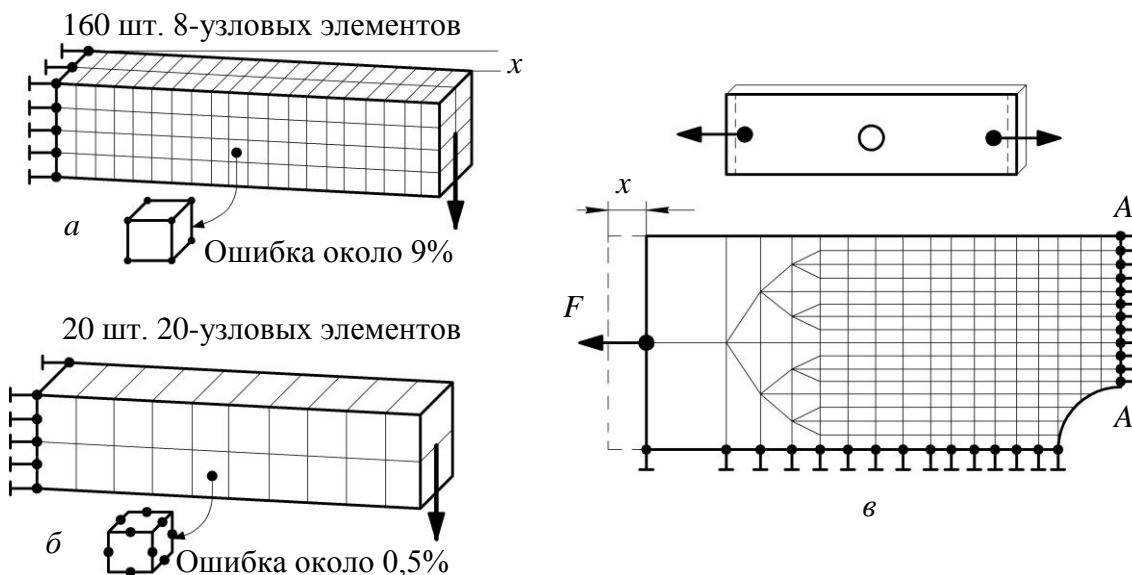


Рис. 1.7. Влияние положения и порядка КЭ на точность результатов расчета (а, б); плавное изменение размера КЭ вблизи концентратора напряжений (в)

Для получения достоверных результатов в законах концентрации напряжений размер элементов должен быть меньше. На (рис 1.7 в) показан фрагмент растягиваемой полосы с центральным отверстием. Известно, что максимальные напряжения действуют в сечении  $A-A$ , поэтому в окрестности данного сечения сетка элементов должна быть гуще, чем у левой границы полосы.

Стоит отметить, что ошибки, связанные с численным решением систем уравнений, как правило менее значимы, чем ошибки связанные с корректностью задания граничных условий и параметров конечных элементов.

Рассмотрим стандартный процесс решения задачи с использованием метода конечных элементов. В качестве базового примем простейший конечный элемент – упругий линейный элемент (пружину), схема которого приведена на рис. 1.8 а.

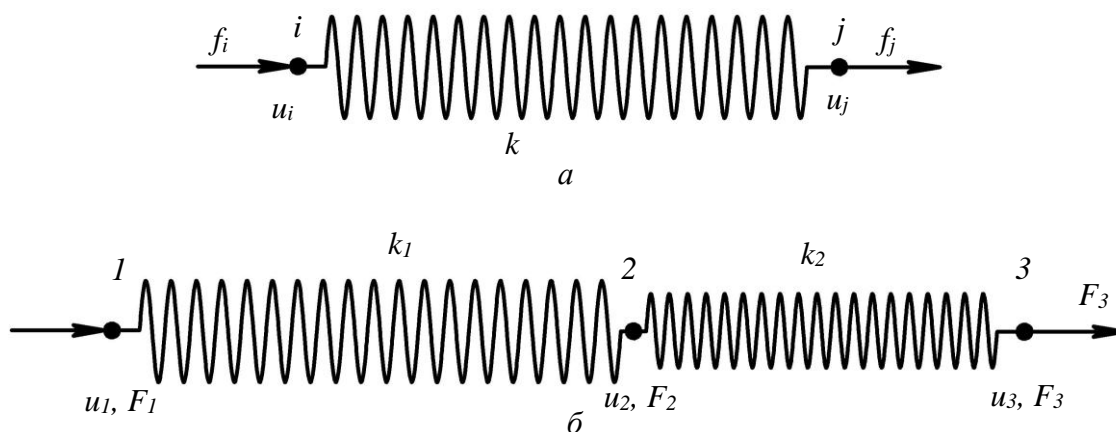


Рис. 1.8. Простейшие расчетные схемы с использованием линейных конечных элементов

Элемент ограничен двумя узлами, обозначенными как  $i$  и  $j$ . В этих узлах приложены силы  $f_i$  и  $f_j$  (Н), соответственно. Эти силы вызывают смещения узлов  $u_i$  и  $u_j$  (м). Элемент характеризуется жесткостью  $k$  (Н/м), т.е. силой, необходимой для его деформации на единицу длины. Таким образом, зависимость силы от деформации запишется как  $f_j = k\Delta$ , где  $\Delta = u_j - u_i$  (удлинение элемента). Здесь принято, что сила положительна, если ее направление совпадает с положительным направлением оси  $x$ .

Сила, действующая в узле  $i$  определяется как  $f_i = k(u_i - u_j)$ , а в узле  $j$ , как  $f_j = k(u_j - u_i)$

или в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_j \end{Bmatrix}, \text{ или } ku = f \quad (1.1)$$

где  $k$  – симметричная матрица жесткости ;

$u$  – вектор смещений;

$f$  – вектор сил.

В случае рассмотрения системы из двух последовательно соединенных упругих элементов (рис. 1.8 б), для соответствующих элементов, согласно (1.1), можно записать:

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1^1 \\ f_2^1 \end{Bmatrix} \text{ и } \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_2^2 \\ f_3^2 \end{Bmatrix}.$$

где  $f_i^m$  – внутренняя сила, действующая на  $i$ -й узел элементов  $m$  ( $i = 1, 2, 3, m = 1, 2$ ).

Поскольку на узел могут действовать одновременно несколько сил, то введем новое обозначение  $F_i$  для сил в узлах.

На узел 1 действует сила  $F_1 = f_1^1$ , на узел 2 –  $F_2 = f_2^1 + f_2^2$ , а на узел 3 –  $F_3 = f_3^2$ .

Для составления матрицы жесткости системы элементов рассмотрим равновесие сил действующих на каждый из узлов:

$$F_1 = k_1 u_1 - k_1 u_2;$$

$$F_2 = -k_1 u_1 + (k_1 + k_2) u_2 - k_2 u_3;$$

$$F_3 = -k_2 u_2 + k_2 u_3.$$

Запишем данные уравнения в матричной форме

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}, \text{ или } ku = f, \quad (1.2)$$

где  $k$  – матрица жесткости системы элементов.

Из условий равновесия ясно, что если в узле нет внешней силы или реакции опоры, то для него  $F = 0$ . Сумма сил в столбце  $F$  уравнений (1.2) также равна 0. Кроме того, обратите внимание, что по диагонали матрицы жесткости в уравнении (1.2) стоят суммы жесткостей элементов примыкающих к данному узлу.

Для введения граничных условий предположим, что узел 1 на рис. 1.7 б жестко закреплен, при этом, действующая на узел сила  $F_1$  является реакцией опоры, а в узлах 2 и 3 приложены силы  $P$ .

В этом случае  $u_1 = 0$ ,  $F_2 = F_3 = P$  и

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ P \\ P \end{Bmatrix}.$$

Отсюда:

$$F_2 = -k_1 u_2 \text{ и } \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \end{Bmatrix}.$$

Неизвестными в этом уравнении являются  $F_1$ ,  $u_2$ ,  $u_3$ .

Решая приведенную выше систему уравнений, получим:

$$u_2 = 2P/k_1; u_3 = 2P/k_1 + P/k_2; F_1 = -2P.$$

Применительно к прочностным задачам в роли упругих элементов вместо пружин могут выступать стержни имеющие заданное поперечное сечение и модуль упругости. При этом величина жесткости каждого из них соответственно составит жесткостями  $k_1 = EA_1/l$  и  $k_2 = EA_2/l$ .

Рассмотренный принцип определения матрицы жесткости и задания граничных условий лежит в основе метода конечных элементов.

## 1.2. Теоретические сведения о численных методах решения дифференциальных уравнений. Методы Эйлера и Рунге-Кутты

Рассмотрим *обыкновенное дифференциальное уравнение (ДУ) I порядка* вида

$$y' = f(x, y(x)),$$

связывающее независимую переменную  $x$ , искомую функцию  $y = y(x)$  и ее производную  $y'(x)$ , где  $x \in X = [x_0, x_n]$ .

Решением ДУ на  $X$  называется функция  $y = y(x)$ , которая, будучи подставленной в ДУ, обращает его в тождество,  $x \in X$ . График решения называется *интегральной кривой данного ДУ*.

*Задачей Коши* для ДУ называется задача, состоящая в нахождении решения ДУ, удовлетворяющего начальному условию

$$y(x_0) = y_0, (x_0, y_0) \in D.$$

Общим решением ДУ называется функция

$$y = \varphi(x, C), \quad x \in X$$

зависящая от независимой переменной  $x$  и произвольной постоянной  $C$  и удовлетворяющая условию:

1) для любых фиксированных значений произвольной постоянной  $C$  она обращает уравнение (1.3) в тождестве на  $X$ ;

2) любого начального значения найдется такое значение  $C_0$  произвольной постоянной, что функция  $y = \varphi(x, C_0)$  на множестве  $X$  будет решением ДУ (1.3), удовлетворяющим начальному условию.

Всякое решение  $y = \varphi(x, C_0)$  полученное из общего решения, при фиксированном значении  $C = C_0$  произвольной постоянной называется *частным решением* ДУ.

Во многих случаях при интегрировании ДУ прибегают к приближенным (численным) методам их решения. Эти методы относятся к решению задачи Коши для таких ДУ, для которых решение задачи Коши существует и единственно.

Требуется также, чтобы это решение было устойчиво по Ляпунову, т.е. малые изменения начальных данных не вызывали больших изменений решения.

Одним из наиболее простых численных методов решения ДУ является метод Эйлера. ДУ определяет на плоскости так называемое поле направлений, т.е. в каждой точке плоскости, в которой существует функция  $f(x, y)$ , задает угловой коэффициент касательной к интегральной кривой уравнения в данной точке.

При численном решении уравнения задача ставится так: в точках  $x_0, x_1, \dots, x_n \in X$  найти приближения  $y_n$  для значений точного решения  $y(x_n)$ .

Разность  $\Delta x_k = x_k - x_{k-1} = h_k$ ,  $k = 1, 2, \dots, n$  называется *шагом*. Шаг во многих случаях принимают за постоянную величину, тогда

$$x_n = x_0 + nh, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

*Метод Эйлера* состоит в непосредственной замене производной разностным отношением

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = f(x, y)$$

На первом отрезке искомое решение приближенно представляется линейной функцией  $\frac{\Delta y_0}{\Delta x_0} = f(x_0, y_0)$ ,  $y - y_0 = f(x_0, y_0)(x - x_0)$  или

$$y = y_0 + (x - x_0)f(x_0, y_0),$$

в частности, при  $x=x_1$  получаем  $y_1 = y_0 + hf(x_0, y_0)$ .

Равенство означает, что на отрезке  $[x_0; x_0 + h]$  искомую интегральную кривую  $y = y(x)$  приближенно заменяют прямолинейным отрезком, выходящим из начальной точки  $M_0(x_0, y_0)$  с угловым коэффициентом  $f(x_0, y_0)$ .

Аналогично получаем приближенное значение  $y_2 = y_1 + hf(x_1, y_1)$ . Для точки  $x_n = x_0 + nh$  получаем

$$y_n = y_{n-1} + hf(x_{n-1}, y_{n-1}).$$

В качестве приближения искомой интегральной кривой получаем ломаную линию с вершинами в точках  $M_0(x_0, y_0), M_1(x_1, y_1), \dots, M_n(x_n, y_n)$ . Каждое звено ломаной имеет направление, совпадающее с направлением интегральной кривой ДУ, которая проходит через точку  $M_i(x_i, y_i)$ . Поэтому метод Эйлера часто называют методом ломаных.

Метод дает хорошее приближение решения только при достаточно мало  $h$  и только для нескольких первых точек. Его недостатки: 1) малая точность; 2) систематическое накопление ошибок.

Если правая часть  $f(x, y)$  уравнения непрерывна при  $h \rightarrow 0$  на достаточно малом отрезке  $[x_0, x_0 + nh]$  равномерно стремится к искомой интегральной кривой  $y = y(x)$ . Метод Эйлера легко распространяется на системы ДУ.

*Методы Рунге – Кутты* – наиболее употребляемые методы численных решений ДУ. Как и метод Эйлера, эти методы являются одношаговыми, т.е. такими, которые позволяют найти приближенное значение решения заданной задачи в узле  $x_{i+1}$  по информации об этом решении лишь в одной предыдущей узловой точке  $x_i$ .

Рассмотрим задачу Коши для дифференциального уравнения  $y' = f(x, y)$  с начальным условием  $y(x_0) = y_0$ .



Требуется найти значения приближенного решения этой задачи в фиксированных точках  $x_i, i = \overline{1, n}$  данного отрезка в соответствии с алгоритмом *метода Рунге – Кутты*.

Выбранные узловые точки будем считать равноотстоящими:

$$x_i = x_0 + ih$$

где  $i = 1, 2, \dots, n, h > 0$  – шаг сетки,  $n = \frac{x_n - x_0}{h}$ . Обозначим через  $y_i$  при-

ближенное значение искомого решения в точке  $x_i$ .

Предположим, что в точке  $x$  известно  $y(x)$ . Обозначим  $\Delta y(x) = y(x+h) - y(x)$ , где  $y(x+h)$  нужно вычислить. Представим разность  $\Delta y(x)$  в виде суммы «поправок  $k$  с коэффициентами  $p_j$ ».

$$\Delta y = p_1 k_1 + p_2 k_2 + \dots + p_r k_r,$$

где  $k_1 = hf(x, y)$ ,

$$k_2 = hf(x + \alpha_2 h, y + \beta_{21} k_1),$$

...

$$k_r = hf(x + \alpha_r h, y + \beta_{r1} k_1 + \beta_{r2} k_2 + \dots + \beta_{r,r-1} k_{r-1}).$$

Коэффициенты  $p_j, \alpha_j, \beta_j$  получаются при сравнении  $\Delta y$  и  $k_i$  по степеням  $h$ . Мы будем рассматривать Рунге – Кутта 4-го порядка точности. Положим  $r=4$ , получим

$$\begin{cases} k_1 = hf(x, y), \\ k_2 = hf(x + \frac{h}{2}, y + \frac{k_1}{2}), \\ k_3 = hf(x + \frac{h}{2}, y + \frac{k_2}{2}) \\ k_4 = hf(x + h, y + k_3) \end{cases}$$

Тогда

$$\Delta y = \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)$$

Окончательно

$$y_{i+1} = y_i + \Delta y_i.$$

Формула имеет 4-й порядок точности. При  $x=x_0$  с помощью формул находим  $y_1 = y_0 + \Delta y_0$ . Аналогично получаем последующие приближения по формуле, где

$$\Delta y_i = \frac{1}{6}(k_1^{(i)} + 2k_2^{(i)} + 2k_3^{(i)} + k_4^{(i)}).$$

$$\begin{cases} k_1^{(i)} = hf(x_i, y_i), \\ k_2^{(i)} = hf(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1^{(i)}}{2}), \\ k_3^{(i)} = hf(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_2^{(i)}}{2}), \\ k_4^{(i)} = hf(x_i + h, y_i + k_3^{(i)}). \end{cases}$$

Эффективная оценка погрешности метода Рунге – Кутты затруднительна. Поэтому для определения правильности выбора шага  $h$  на практике обычно на каждом этапе из двух шагов применяют двойной пересчет. А именно: исходя из текущего верного значения  $y(x_i)$  вычисляют величину  $y(x_i + 2h)$  двумя способами: один раз с шагом  $h$ , а другой раз с двойным шагом  $H=2h$ . Если расхождение полученных значений не превышает допустимой погрешности, то полученный шаг  $h$  для данного этапа выбран правильно и найденное с его помощью значение можно принять за  $y(x_i + 2h)$ . Иначе шаг уменьшают в два раза.

Вычисления удобно располагать по схеме, указанной в табл.

Таблица

**Промежуточные вычисления**

$i$	$x$	$y$	$K=hf(x,y)$	$\Delta y$
0	$x_0$	$y_0$	$k_1^{(0)}$	$k_1^{(0)}$
	$x_0 + \frac{h}{2}$	$y_0 + \frac{k_1^{(0)}}{2}$	$k_2^{(0)}$	$2k_2^{(0)}$
	$x_0 + \frac{h}{2}$	$y_0 + \frac{k_2^{(0)}}{2}$	$k_3^{(0)}$	$3k_3^{(0)}$
	$x_0 + h$	$y_0 + k_3^{(0)}$	$k_4^{(0)}$	$k_4^{(0)}$
-	-	-	-	$\frac{1}{6} \sum = \Delta y$
1	$x_1$	$y_1$	...	...

Метод Рунге – Кутта обладает значительной точностью и, несмотря на свою трудоемкость, широко используется при численном решении дифференциальных уравнений с помощью ЭВМ. Кроме того, важным преимуществом этого метода является возможность применения «переменного шага». Метод Рунге – Кутта применим также для приближенного решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений в том числе более высоких порядков.

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение термину «конечный элемент».
2. Укажите основные этапы решения задач с применением МКЭ.
3. Укажите основные типы конечных элементов применяемых при решении задач оценки напряженно-деформированного состояния конструкций.
4. Дайте определение термину «матрица жесткости».
5. Поясните понятие симметричности «матрицы жесткости».
6. Изобразите простейшие расчетные схемы составленные из линейных конечных элементов.
7. Каким образом можно упростить расчетную модель в случае симметричной конструкции объекта моделирования?
8. Почему метод конечных элементов называют приближенным методом расчета?
9. Дайте характеристику природе ошибок возникающих при решении задач с применением метода конечных элементов.
10. Объясните назначение методов Эйлера и Рунге-Кутта. В чем заключаются их основные отличия?
11. Поясните порядок численного интегрирования однородного дифференциального уравнения первого порядка.
12. Что означает термин «стандартная форма Коши»?
13. Какие величины являются результатом численного решения однородного ДУ первого порядка?
14. Объясните «природу» ошибок, возникающих при численном интегрировании ДУ.

## **Лабораторная работа № 1**

### **Создание твердотельных моделей деталей в Siemens NX.**

**Цель работы:** Освоить навыки 3D моделирования деталей технологического оборудования лесных машин в *Siemens NX*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Создание простейших деталей методами вытягивания, вращения, копирования (массив), изгибания, штамповки и др.
2. Измерение деталей. Вывод физических параметров.
3. Создание двухмерных чертежей из твердотельных моделей деталей.
4. Булевы операции.

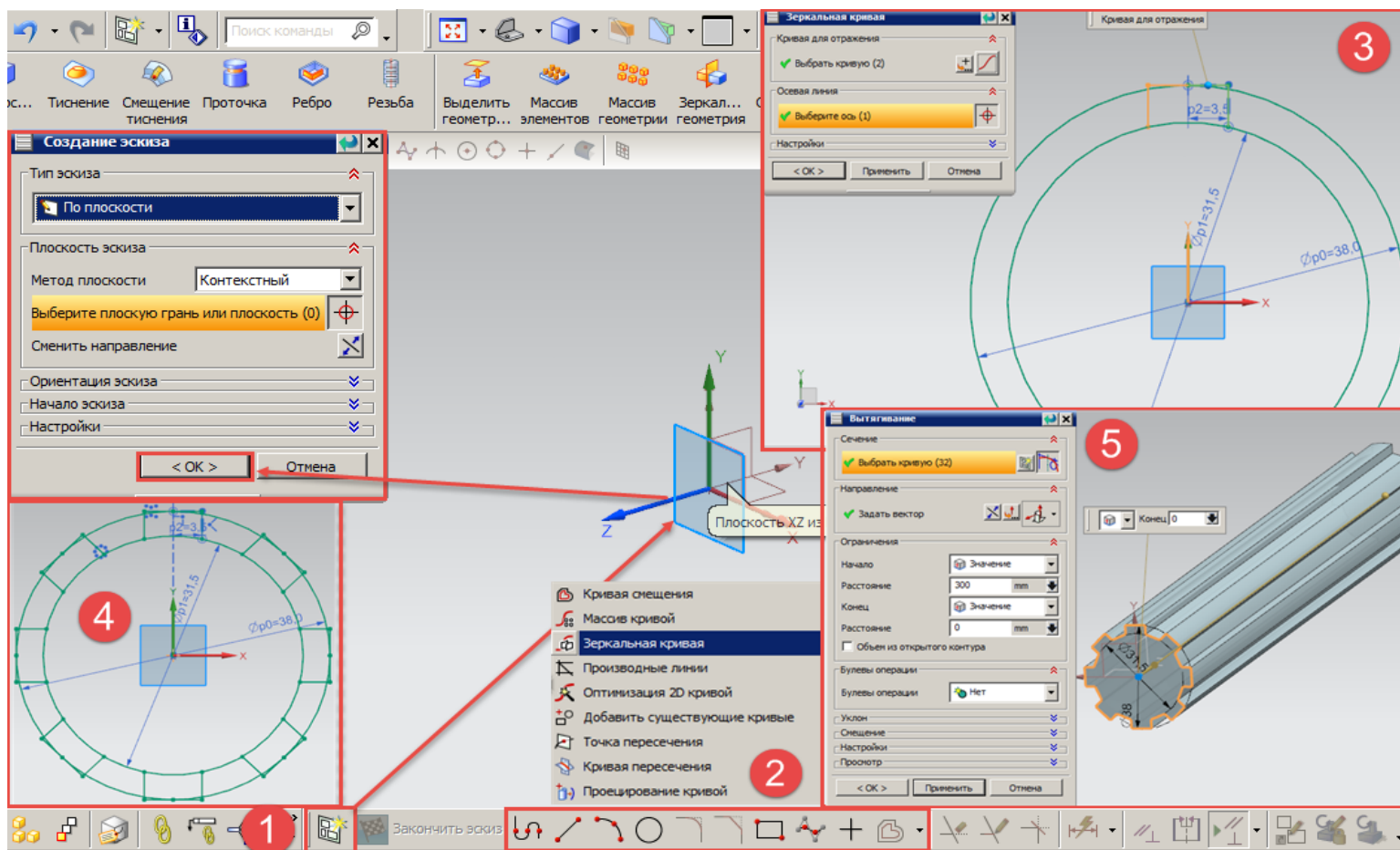
#### **Порядок выполнения работы**

Созданию трехмерных моделей узлов и агрегатов лесотранспортных машин предшествует разработка отдельных деталей.

Для создания отдельных 3D моделей деталей (Файл → Новый → *Model*) в программном пакете *Siemens NX 10.0* используется следующий принцип. В начале, создается плоский эскиз детали в одной из рабочих плоскостей. Для этого после выбора пиктограммы «Эскиз» следует задать соответствующую рабочую плоскость и в появившемся ранее окне «Создание эскиза» подтвердить ее выбор (рис. 1.1).

Указанная рабочая плоскость станет активной и развернется для последующего выполнения эскиза. Для начертания эскиза детали используются соответствующие примитивы: профиль, отрезок, дуга, окружность, прямоугольник, сплайн, точка, а также дополнительные возможности их изменения и позиционирования: фаска, скругление, смещение кривой, массив кривой, зеркальная кривая и т.д.

С использованием указанных примитивов создадим на выбранной плоскости эскиз, представляющий собой поперечное сечение шлицевого вала (рис. 1.1). Построим 2 окружности диаметрами 31,5 и 38 мм соответственно с общим центром в начале координат. Далее от верхней базовой точки окружности диаметром 38 мм следует построить горизонтальный отрезок длиной 3,5 мм, а от него вертикальный отрезок вниз до пересечения с окружностью меньшего диаметра (в качестве разделителя целой и дробной части числа в *Siemens NX* используется точка). Обратите внимание, что *Siemens NX* автоматически указывает размер вводимых примитивов и параметризует их (задает буквенно-численный код каждого из размеров для возможности их последующей связи формулами).



1 – выбор плоскости построения эскиза детали; 2 – простейшие примитивы и команды построения эскиза детали; 3 – применение команды «Зеркальная кривая»; 4 – применение команды «Массив кривой»; 5 – применение команды «Вытягивание»  
 Рис. 1.1. Построение простейших эскизов деталей

Для дальнейшего начертания шлица используем команду зеркальная кривая и симметрично отразим ранее введенные отрезки относительно вертикальной оси. Полученный эскиз шлица следует скопировать по окружности при помощи команды «Массив кривой». В качестве параметров массива следует указать его круговую компоновку, а в качестве центра копирования – центр построенных ранее окружностей. Параметры массива следует задавать для показателей числа копий (8 шт.) и углового диапазона их размещения ( $360^\circ$ ). После выполнения массива все лишние части отрезков, не входящие в эскиз шлицевого вала, удаляются с использованием команды «Быстрая обрезка» на панели эскиза.

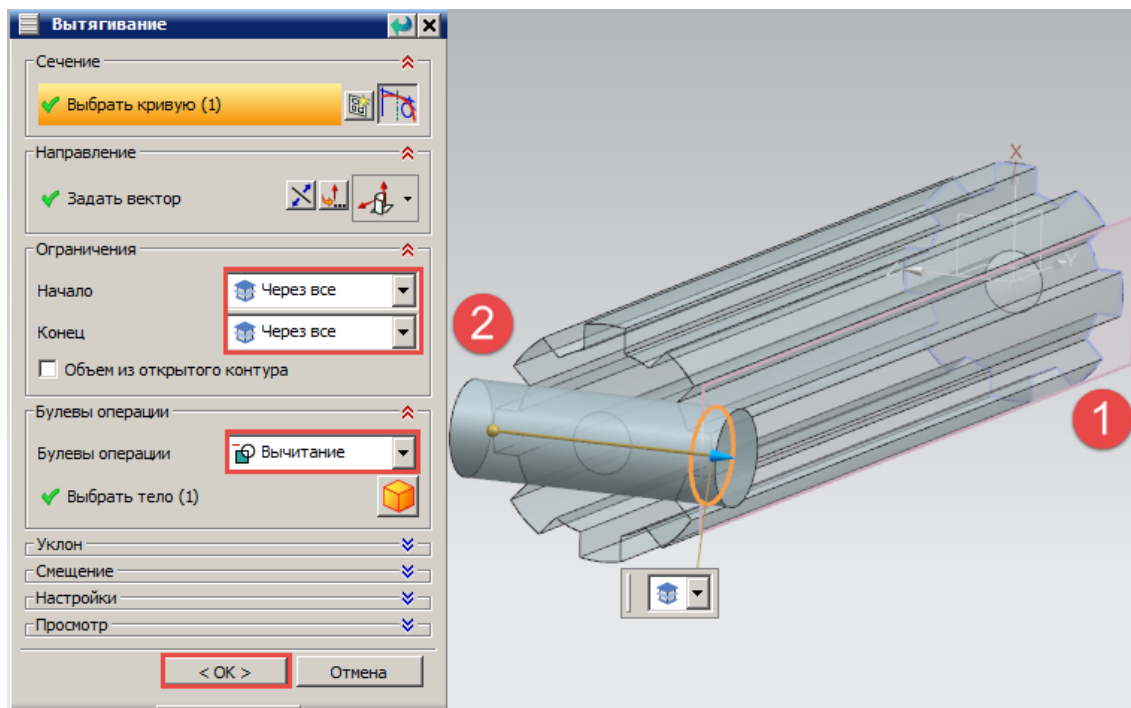
Трехмерная модель шлицевого вала выполняется с помощью команды вытягивание, где в параметрах сечения указывается ранее подготовленный эскиз, а в ограничениях – длина вала и направление его вытягивания. Обратите внимание, что после выполнения данной операции размеры эскиза более не отображаются, однако их, как и любые другие выполненные действия, можно просмотреть на панели «Навигатор модели». Используя данную панель также можно обратиться к самому эскизу и выполнить его коррекцию.

Шлицевые участки преимущественно выполняются на сложных ступенчатых валах. Для получения трехмерной модели ступенчатого вала с шлицевой частью, снова обратимся к команде «Эскиз», а в качестве плоскости построения укажем торец шлицевого вала. Выполним эскиз поперечного сечения вала диаметром 50 мм и с помощью команды вытягивание получим вал заданной длины и диаметра. Теперь полученный ступенчатый вал состоит из двух элементов. Для объединения данных элементов в одну общую деталь используется булева операция «Объединение» на панели инструментов.

В торце полученного шлицевого вала выполним отверстие глубиной 50 мм с углом при вершине  $60^\circ$ . Для этого следует использовать команду «Отверстие» на панели инструментов. Указываемыми параметрами для данной команды являются: точка положения центра отверстия, его диаметр (15 мм), глубина и угол при вершине. Для построения сквозного отверстия следует для параметра отверстия «Предел глубины» указать значение «Через тело».

Команда «Отверстие» используется для построения отверстий круглого сечения с началом на плоских гранях. Однако в практике проектирования не редки случаи выполнения радиальных отверстий в деталях. Для этих целей следует использовать последовательность ко-

манд «Координатная плоскость → Вытягивание». Первая из них позволяет создать на боковой поверхности вала рабочую плоскость. На ней создается эскиз необходимого отверстия (здесь его форма может быть отличной от окружности). После построения эскиза выполняется команда «Вытягивание» (рис. 1.2), в параметрах булевой операции которой указывается значение «Вычитание». По окончании выполнения операции эскиз отверстия должен быть сохранен, а рабочая координатная плоскость может быть удалена.



1 – плоскость построения эскиза; 2 – применение команды «Вытягивание»

Рис. 1.2. Построение отверстия от боковой грани вала

Вал с наружной шлицевой частью в конструкциях приводов лесных машин, как правило, взаимодействует с муфтой или валом имеющими внутренние шлицы. При проектировании такой детали нет необходимости повторно выполнять эскиз шлицевой части. Достаточно в торце существующей модели шлицевого вала выполнить эскиз окружности требуемого диаметра и осуществить его вытягивание на заданную длину вдоль шлицевого вала (рис. 1.3). После этого используя булеву операцию меню «Объединение → Вычитание» следует в начале указать тело из которого будет удалена объемная часть (в нашем случае вал большего диаметра без шлицов), а потом тело, которое будет являться удаляемой объемной частью (ранее созданный шлицевой вал).

В результате выполнения данной операции будет получена шлицевая муфта профиль шлицов которой точно совпадает с профилем шлицевого вала.

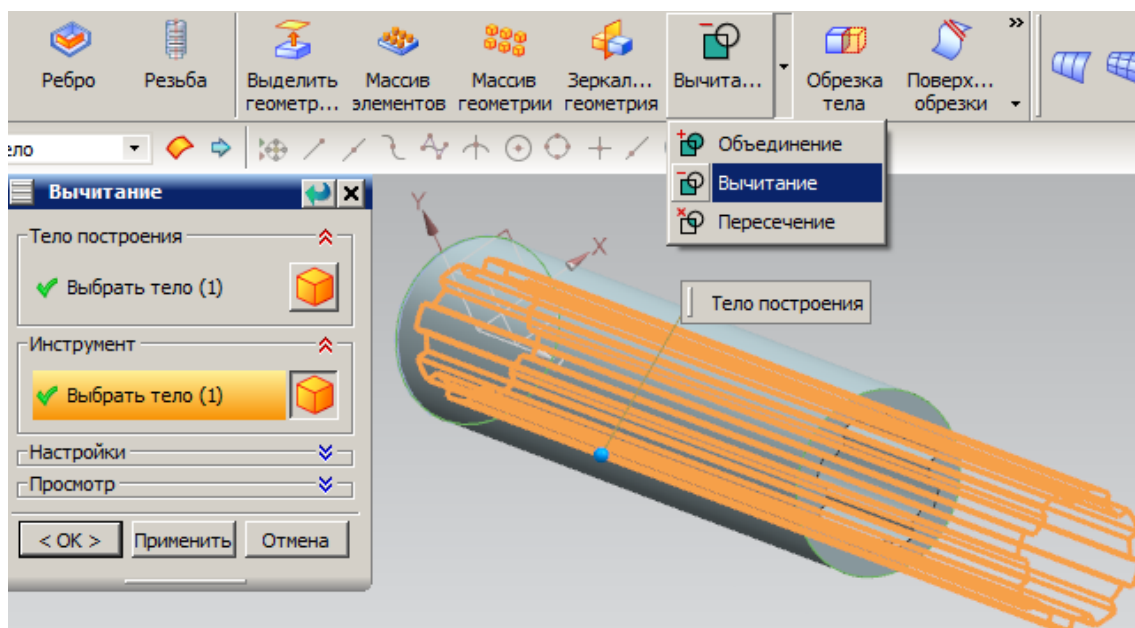


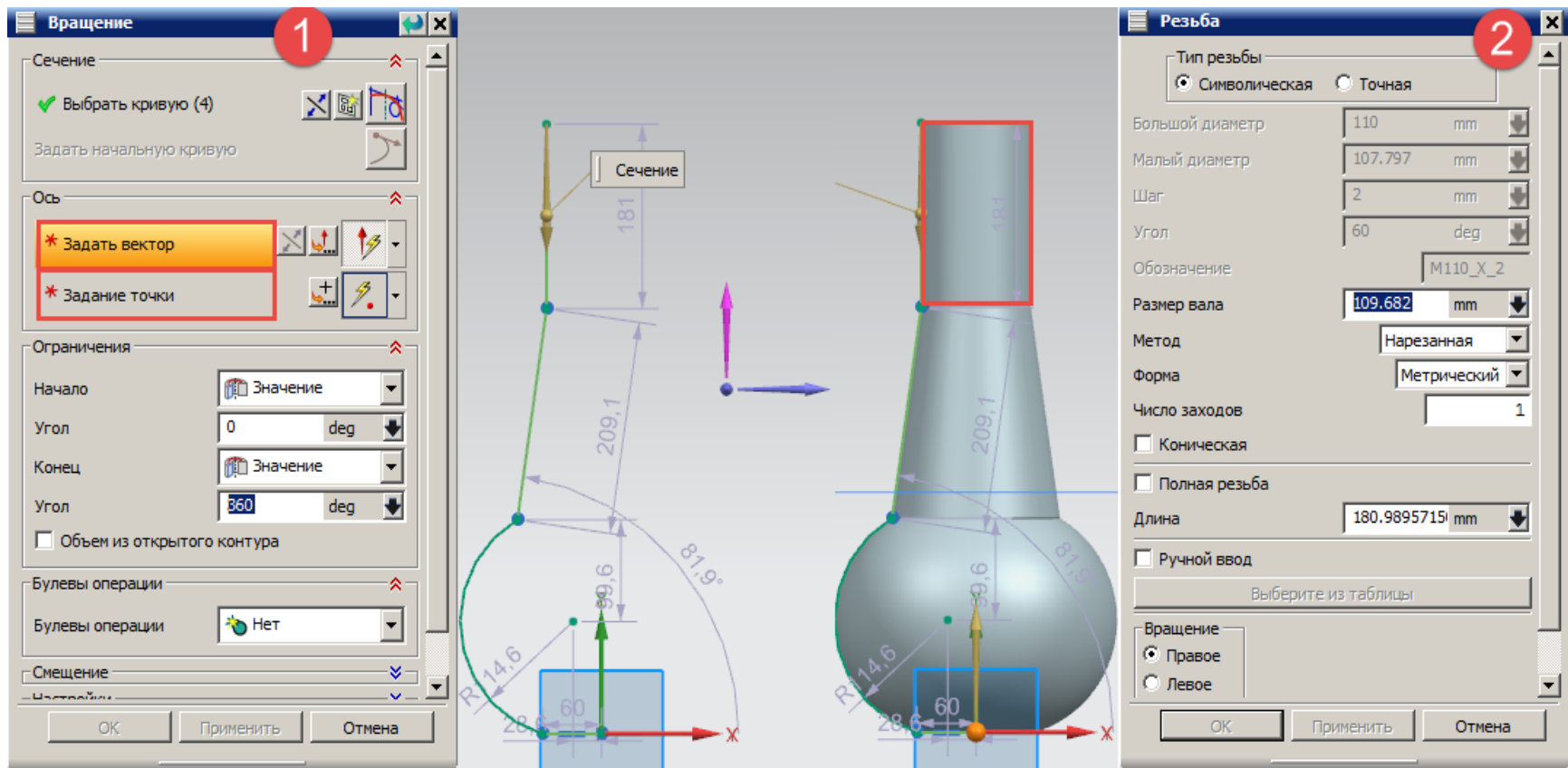
Рис. 1.3. Применение команды «Вычитание» для создания шлицевой муфты

Для более удобного сопряжения деталей в торцах валов (в том числе шлицевых) предусматриваются фаски. Для их создания в NX предусмотрена отдельная одноименная операция в выпадающем меню панели инструментов. В качестве исходного положения фаски указываются соответствующее ребро. Задаваемыми параметрами фасок являются величины катетов фаски (длины катетов для симметричных фасок с углом наклона  $45^\circ$  равны между собой), либо величина катета и угол наклона фаски. Аналогично с использованием одноименных команд строятся скругления поверхностей ребер деталей.

Детали вращения: простые (шар, тор, конус и др.) и сложные (поршни двигателя, обоймы подшипника, пальцы наконечников рулевых тяг и др.) могут быть получены в NX путем предварительного создания эскиза образующей поверхности вращения и использования команды «Вращение» на панели инструментов.

В качестве примера построения тела вращения рассмотрим создание детали сложной формы. После построения эскиза профиля используем команду «Вращение» в параметрах которой укажем образующую, вектор оси ее вращения и любую из точек на этом векторе (рис. 1.4).





1 – использование команды «Вращение»; 2 – создание резьбы

Рис. 1.4. Пример создания пальца наконечника рулевой тяги

В цилиндрической части детали выполним резьбу для задания которой используется команда «Резьба», где вводятся параметры шага и длины резьбы, диаметра цилиндра, число заходов резьбы, метод нанесения, направление вращения и др.

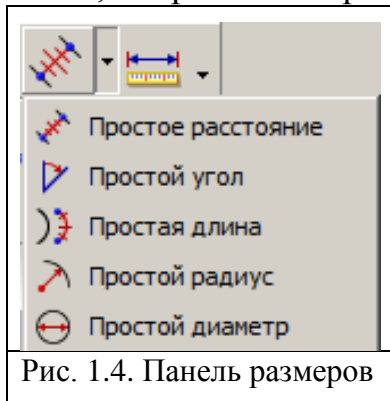


Рис. 1.4. Панель размеров

Помимо автоматического образмеривания эскиза NX позволяет устанавливать размеры готовых трехмерных деталей. Для этого используются команды панели размеров (рис. 1.5): расстояние, угол, длина (к примеру окружности, дуги или кривой), радиус и диаметр. Доступ к данным командам возможен также из пункта меню «Анализ» в верхней части рабочего окна. Помимо размерных характеристик данное меню предоставляет доступ к выводу

физических характеристик деталей: площадь поверхности, объем, масса, моменты инерции, наличие зазоров между деталями и др.

Изменение и редактирование параметров операций уже выполненных над эскизами и трехмерными деталями производится в ветви «История модели» меню «Навигатор модели».

Наряду с командами изменения геометрии детали (фаска скругление и др.) для работы с готовыми трехмерными моделями используются команды: массив элементов, массив геометрии, зеркальная геометрия, булевы операции (объединение, вычитание, пересечение), обрезка тела и поверхности и др. Их применение интуитивно понятно и схоже с применением команд редактирования эскиза.

Исходные данные для выполнения задания по вариантам приведены в приложении 1.

### Контрольные вопросы

1. Перечислите основные способы создания простейших деталей в CAD Siemens NX. Перечислите основные возможности редактирования готовой модели из панели «Навигатор модели».
2. Поясните отличие в применении команд массив кривой, массив элементов и массив геометрии.
3. Укажите порядок действий по созданию простейших деталей вращения.
4. Поясните термин «булева операция» и опишите последовательность ее использования.
5. Для чего используется и какие преимущества в проектировании дает «автоматическая параметризация»?

## Лабораторная работа № 2

### Создание кинематически подвижной сборной 3D модели манипулятора харвестера в Siemens NX

**Цель работы:** Освоить навыки создания кинематически подвижных сборных конструкций технологического оборудования лесных машин в *Siemens NX*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Внедрение в модель деталей сборки.
2. Создание подвижных и не подвижных сопряжений деталей.
3. Вывод физических параметров сборки и деталей.
4. Экспорт сборки в сторонние пакеты САПР.

#### **Порядок выполнения работы**

В практике проектирования лесных машин часто встречается задача отработки кинематики отдельных механизмов. Решение такой задачи позволяет на ранних стадиях проектирования проанализировать собираемость механизма, определить его конечные кинематические характеристики, выявить недопустимые контакты между ответственными деталями и т. д.

В текущей работе выполним синтез кинематически подвижной сборной 3D модели манипулятора харвестера с использованием программного пакета автоматизированного конструирования *Siemens NX 10.0* (далее *NX*). Для этого запустите *NX*, выберите пункт меню Новый→*Assembly*. Откроется окно базового модуля *NX*. Теперь необходимо по порядку добавить детали сборки в текущий проект и задать кинематические связи между ними.

Выберете в нижней левой части экрана пункт меню «Добавить компонент» и в появившемся окне нажмите кнопку «Открыть» (рис. 2.1). Откроется окно в котором следует указать деталь для внедрения и подтвердить выбор. Деталь появится в окне конструирования и на вкладке «Навигатор сборки» в левом меню. Обратите внимание, что в сборках *NX* нет поддержки прямого внедрения файлов *Parasolid (.x\_t)*. Поэтому, в случае переноса деталей из других пакетов твердотельного моделирования следует либо использовать поддерживаемые форматы файлов, либо предварительно открывать каждую отдельную деталь в *NX* и сохранять ее в соответствующем формате (*.prt*).

После вставки детали появится окно «Сопряжения сборки» (его также можно вызвать из панели инструментов (рис. 2.2).

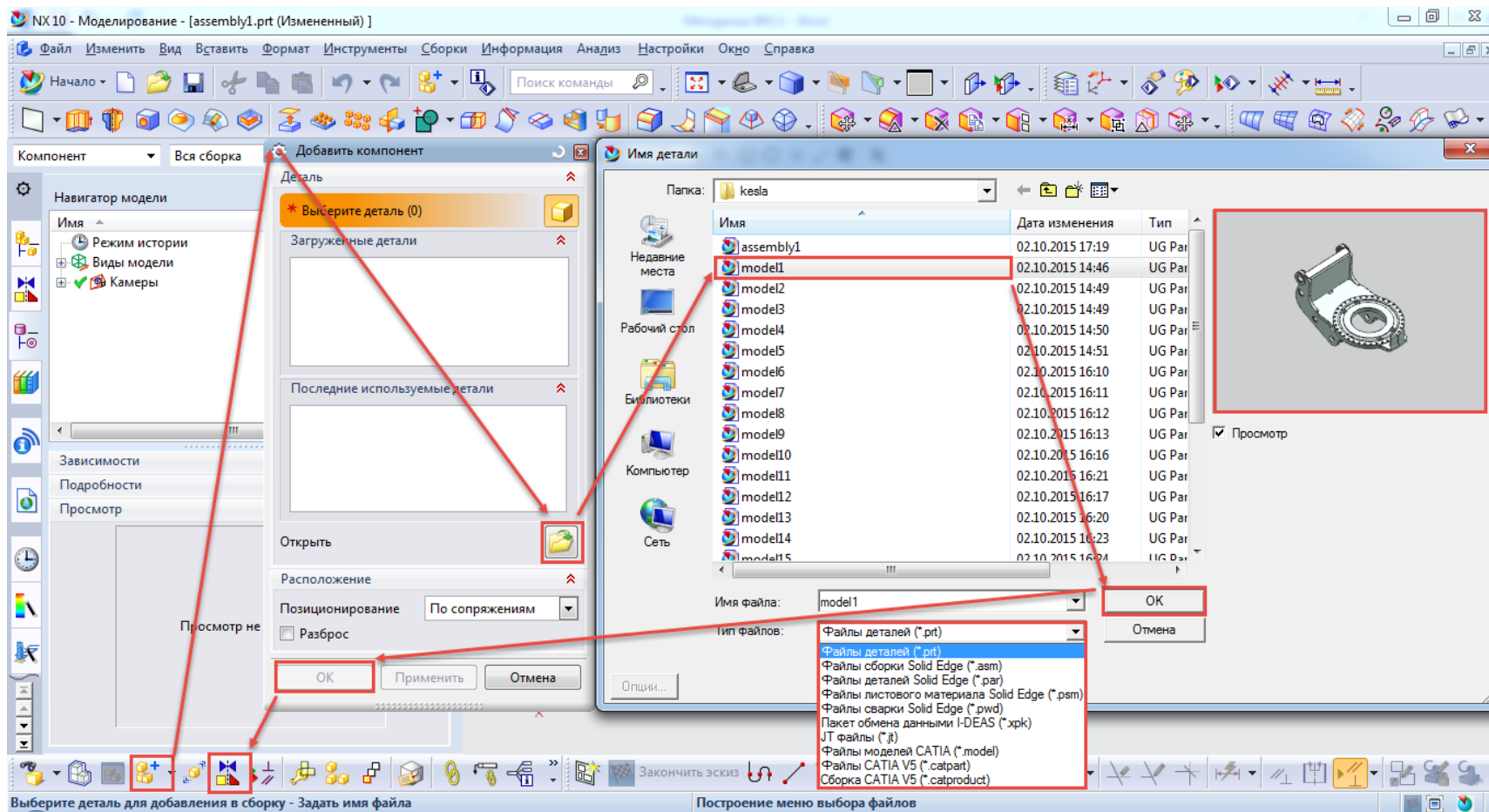


Рис. 2.1. Добавление новых деталей в сборку NX

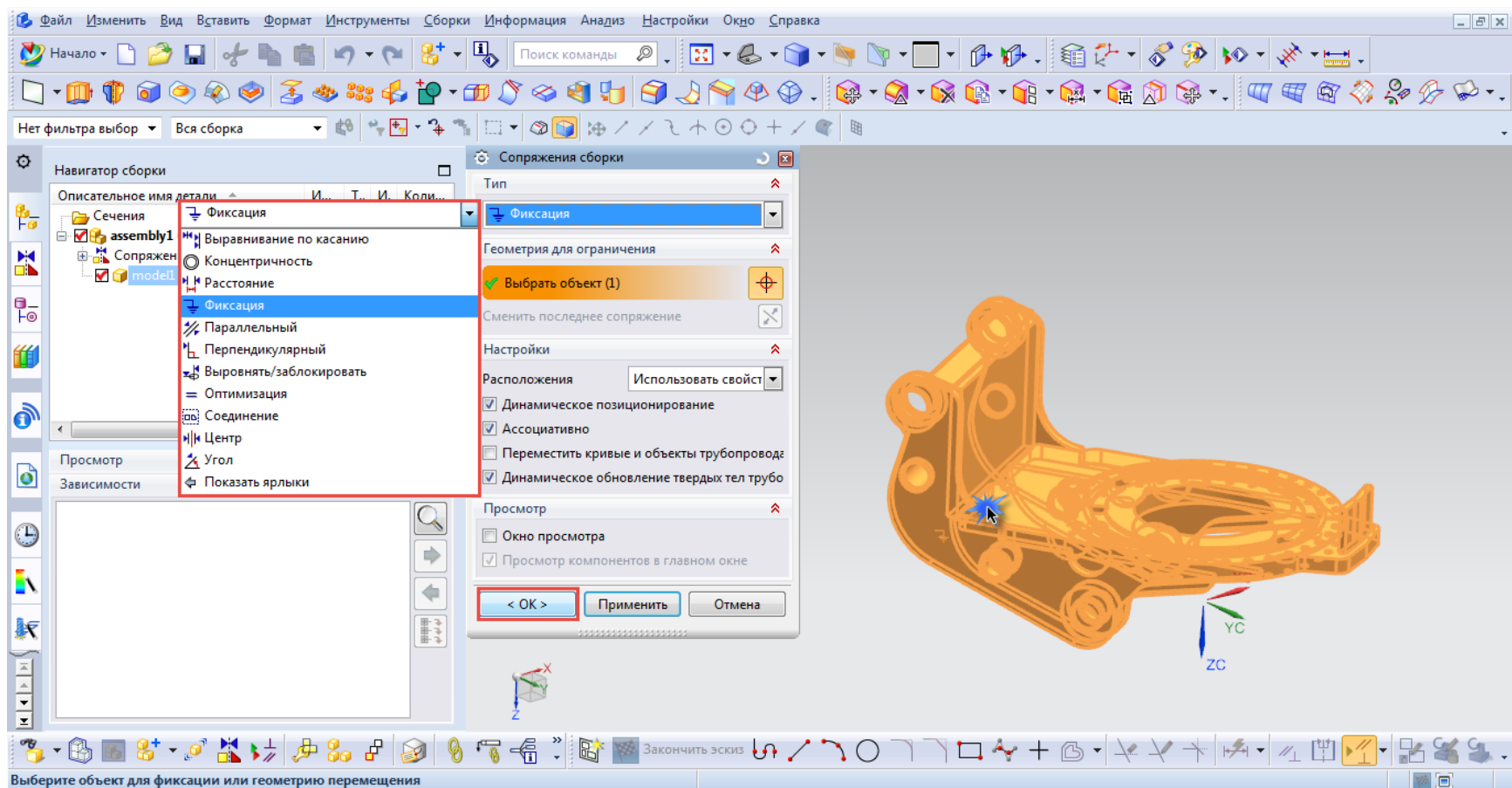


Рис. 2.2. Сопряжение деталей сборки в NX

Доступные типы сопряжений приводятся в выпадающем меню окна «Сопряжения сборки». Для первой детали сборки выберем тип сопряжения «Фиксация», укажем требуемую к фиксации поверхность детали сборки в окне конструирования и подтвердим ее выбор. Опорная платформа манипулятора будет неподвижно закреплена в пространстве. Заметим, что сборку любой конструкции желательно начинать именно с неподвижно закрепленной детали.

Далее рассмотрим особенности использования различных типов сопряжений. На ряду с этим, для правильного применения сопряжений следует четко понимать назначение деталей и кинематику их работы.

На опорную платформу манипулятора монтируется станина, которая позволяет ему поворачиваться в горизонтальной плоскости. Для правильного соединения станины с опорной платформой следует дважды использовать сопряжение типа «Расстояние». Его значение между поверхностями и осями отмеченными на рис. 2.3 должно быть равным 0. Выбор плоскостей сопряжения осуществляется их непосредственным указанием. Для выбора осей следует подвести курсор к поверхности, чьей осью является выбираемая. Через несколько секунд курсор изменит свое начертание и при указании данной поверхности станут доступны различные варианты выбора. Среди них необходимо указать вариант «Осевая линия».

Введение нового сопряжения заканчивается проверкой правильности его работы. Для этого используется команда «Переместить компонент» в нижней панели инструментов окна *NX*. Переместить деталь можно по размещаемым над ней векторам. При правильной кинематической сборке детали могут перемещаться только в заранее определенных направлениях.

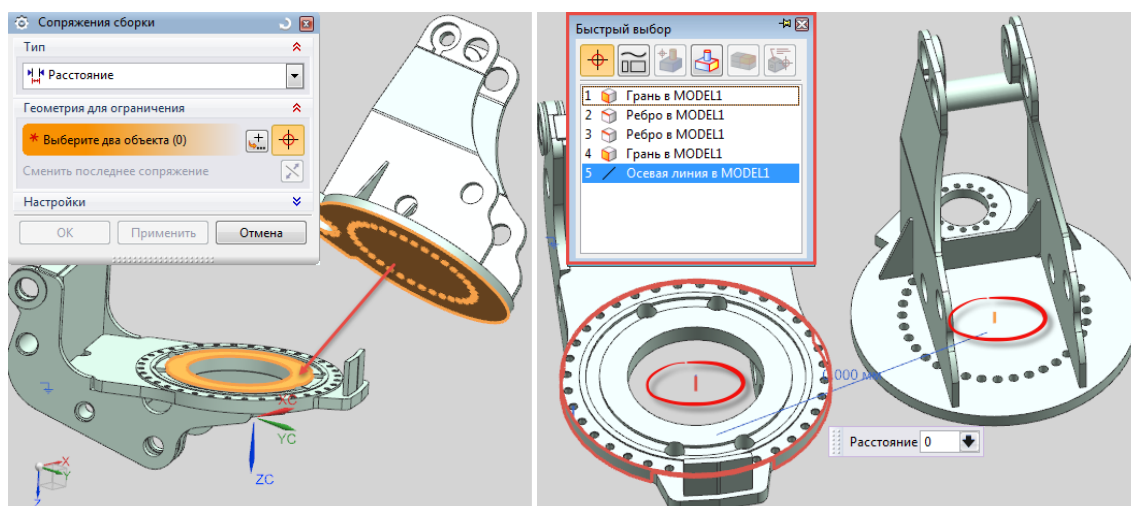


Рис. 2.3. Сопряжение станины с наклонной платформой

Следующей деталью сборки является палец шарнира который устанавливается на станину в место последующего крепления гидроцилиндра стрелы манипулятора. Для установки пальца достаточно применить сопряжение типа «Концентричность». При этом концентричными поверхностями будут ребра пальца и посадочного отверстия в бобышке станины.

Конструкция собираемого манипулятора должна быть симметрична относительно его продольной вертикальной плоскости. Поэтому применение сопряжения типа «Концентричность» для соединения соосных деталей не всегда правомочно.

Для примера рассмотрим порядок установки стрелы манипулятора на станине. Измерим расстояние между внутренними стенками станины в месте установки стрелы. Для этого используем команду «Измерение расстояния» в панели инструментов. Оно составляет 360 мм. При этом расстояние между боковыми гранями стрелы манипулятора на данном участке равно 280 мм. Для правильной установки стрелы на станине следует дважды использовать сопряжение типа «Расстояние». Его величина между осями отверстий под палец в стреле и станине должна быть равной 0, а между боковыми гранями стрелы и станины должна составлять 40 мм. В результате стрела размещается на равном удалении от боковых граней станины. Дальнейшая поддетальная сборка манипулятора происходит с использованием аналогичных типов сопряжений. Также, любое ранее введенное сопряжение можно удалить, либо откорректировать в меню «Навигатор сборки» на левой панели инструментов (рис. 2.4).

Детали собранной конструкции манипулятора кинематически перемещаются с использованием пиктограммы «Перемещение сопряжений» на панели инструментов.

Для анализа параметров сборки используются инструменты панели «Анализ» (рис. 1.4). В *NX* доступны инструменты вывода данных о моментах инерции отдельных деталей или всей сборки в заданном кинематическом положении, массы деталей или сборки, их объема, положения центра тяжести, площади поверхностей и многое другое. Конкретное использование данных инструментов определяется решаемыми задачами.

Опыт проектирования лесных машин показывает, что частой задачей является перенос полученной сборки в другой пакет САПР. Данная задача на производстве может возникнуть ввиду работы различных структурных подразделений в своих специализированных пакетах САПР. К примеру, полученная нами сборка манипулятора харвестера может быть необходима отделу расчетов для проведения анализа прочности и усталостной долговечности конструкции, либо отделу гидравлики для выполнения расчетов гидропривода.

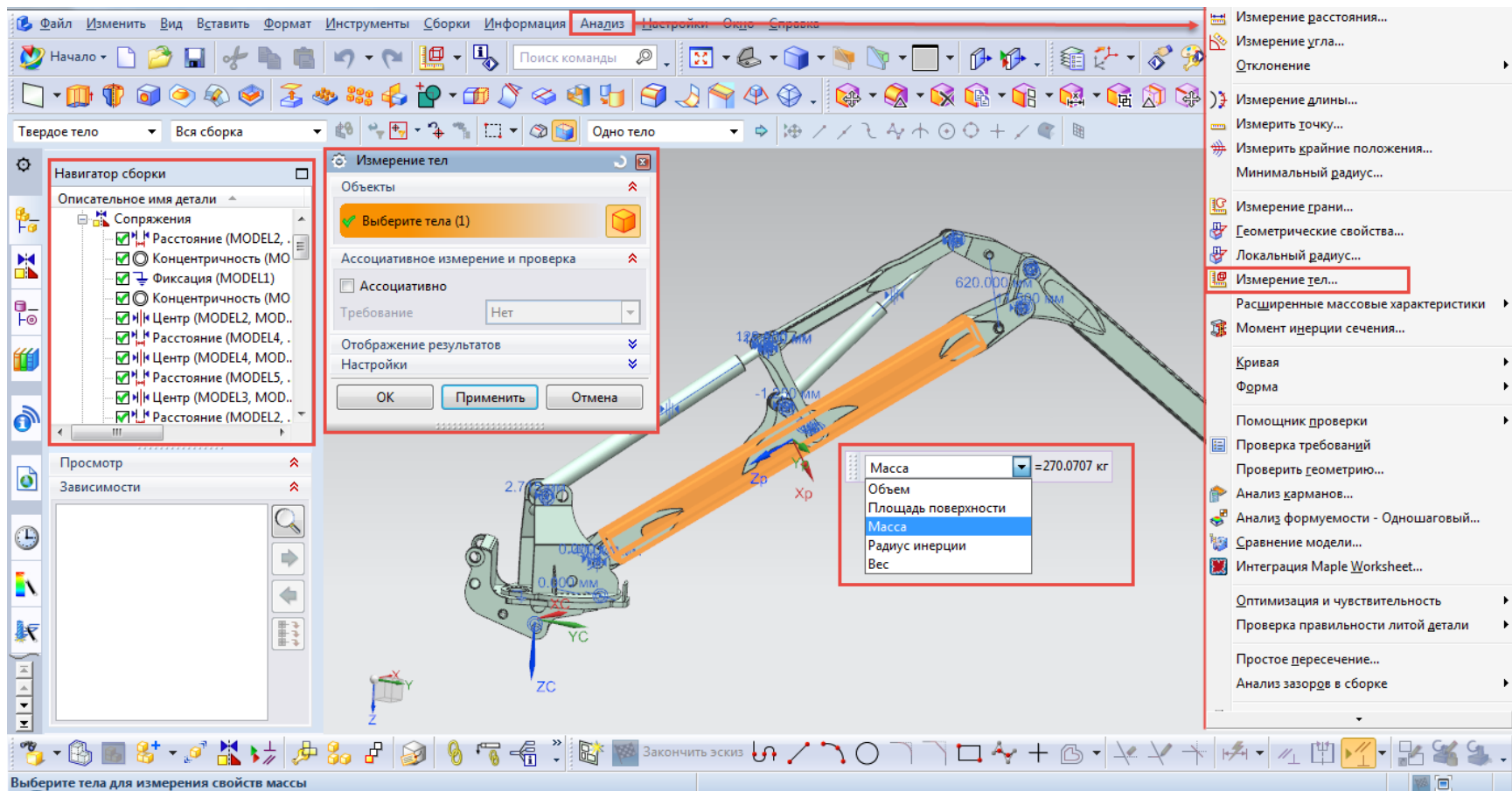


Рис. 2.4. Анализ параметров сборки



Также исходные сборки конструкций машин используются при создании фотореалистичных изображений будущей техники в пакетах *Autodesk 3Ds Max*, *Persistence of Vision Raytracer (POV-Ray)* и др. в отделах маркетинга или рекламы.

Следует отметить, что многие сторонние производители САПР поддерживают используемый в *Siemens 2 NX* формат файлов (\*.prt). Изменение типа файла в этом случае не является обязательным. Для переноса сборки в другой программный пакет, не поддерживающий указанный тип файлов, следует выполнить команду «Файл → Экспорт», выбрать тип файла для конвертирования и указать детали которые следует перенести в другой формат. Универсальным форматом переноса моделей (сборок или отдельных деталей) является формат *Parasolid (\*.x\_t)* (на основе данного формата работает большинство подобных программных пакетов), однако его использование исключает перенос ряда данных о сборке (к примеру о кинематических связях деталей).

Аналогично осуществляется перенос данных о плоских видах модели в формат AutoCAD \*.dwg или \*.dxf (Файл → Экспорт → AutoCAD DXF/DWG, либо Файл → Экспорт → Обмен в 2D). При выполнении последней команды появится окно обмена (рис. 2.5).

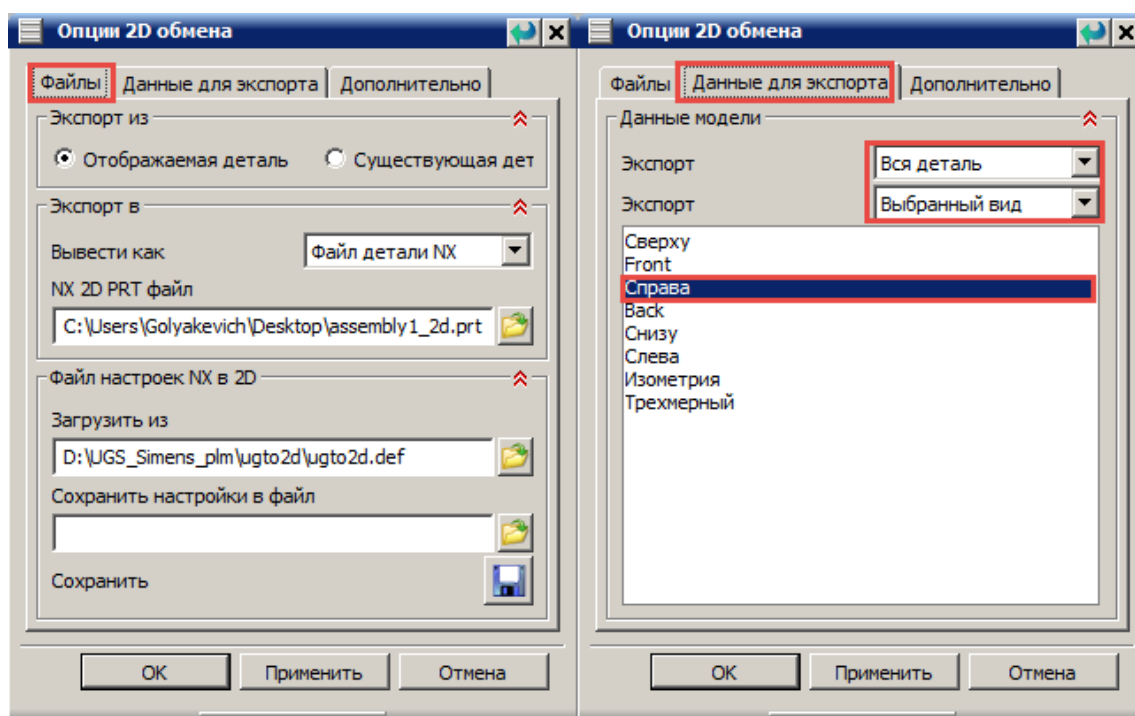


Рис. 2.5. Конвертирование файла в форматы Autodesk AutoCAD (\*.dwg/\*.dxf)

В указанном окне на вкладке «Файлы» следует задать файл сборки из которой необходимо получить плоский вид (по умолчанию – отображаемая деталь) а на вкладке «Данные для экспорта» выбрать плоскость проекции.

При необходимости сформировать несколько видов проекций на одном чертеже поступают следующим образом. На панели инструментов *NX* на вкладке «Начало» выбирают модуль «Черчение». На экране появится окно в котором следует выбрать параметры размера (формата) листа, после чего следует перейти к мастеру создания вида «Вставить → Вид → Мастер создания вида» (рис. 2.6).

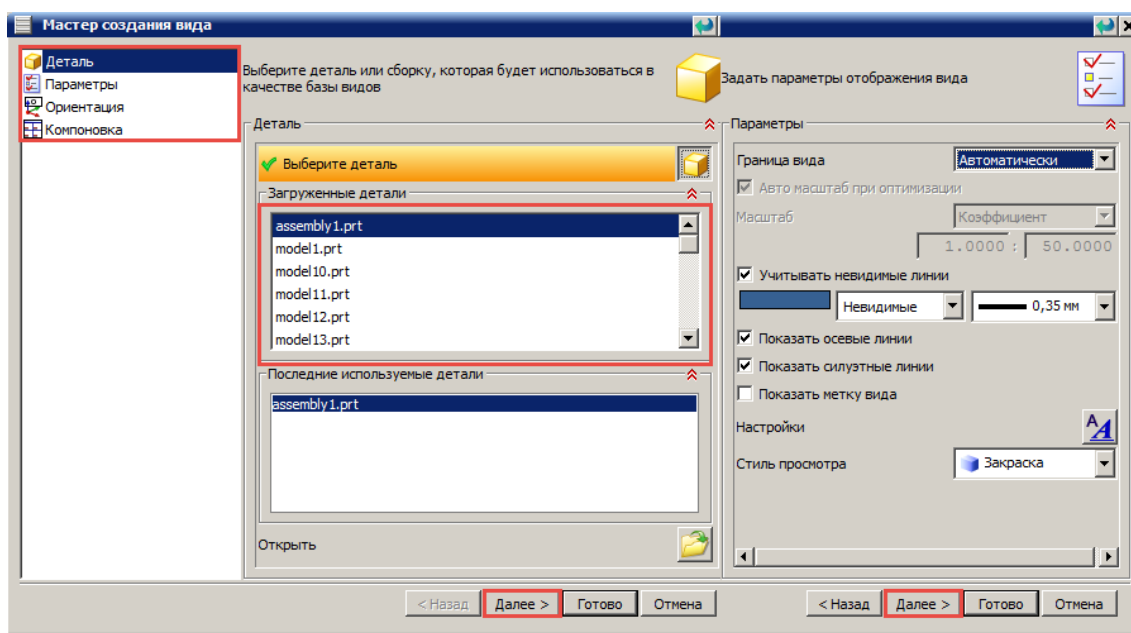


Рис. 2.6. Создание проекций из трехмерных деталей

Работа с мастером создания вида (рис. 2.6) заключается в последовательном выполнении 4-х этапов. В начале выбираются требуемые к проецированию детали или сборка целиком. По нажатию кнопки «Далее» осуществляется переход к следующей вкладке «Параметры», где задаются параметры масштаба чертежа, толщины и тип линий. На вкладке «Ориентация» задаются параметры ориентации вида аналогичные приведенным на рис. 2.5, а на вкладке компоновка выбираются дополнительные виды которые должны быть отображены на текущем листе. При этом на вкладке «Ориентация» можно выбирать не только стандартные виды (спереди, сверху и т.д.), но и по нажатию кнопки «Customized View» задать любой другой начальный вид путем позици-

онирования сборки в отдельном окне. С использованием дополнительных команд панели инструментов модуля «Черчение» также можно произвести дополнительные изменения со сборкой (рис. 2.7): выноску местных или дополнительных видов, задание местных сечений или разрывов деталей, образмеривание чертежа и т.д.

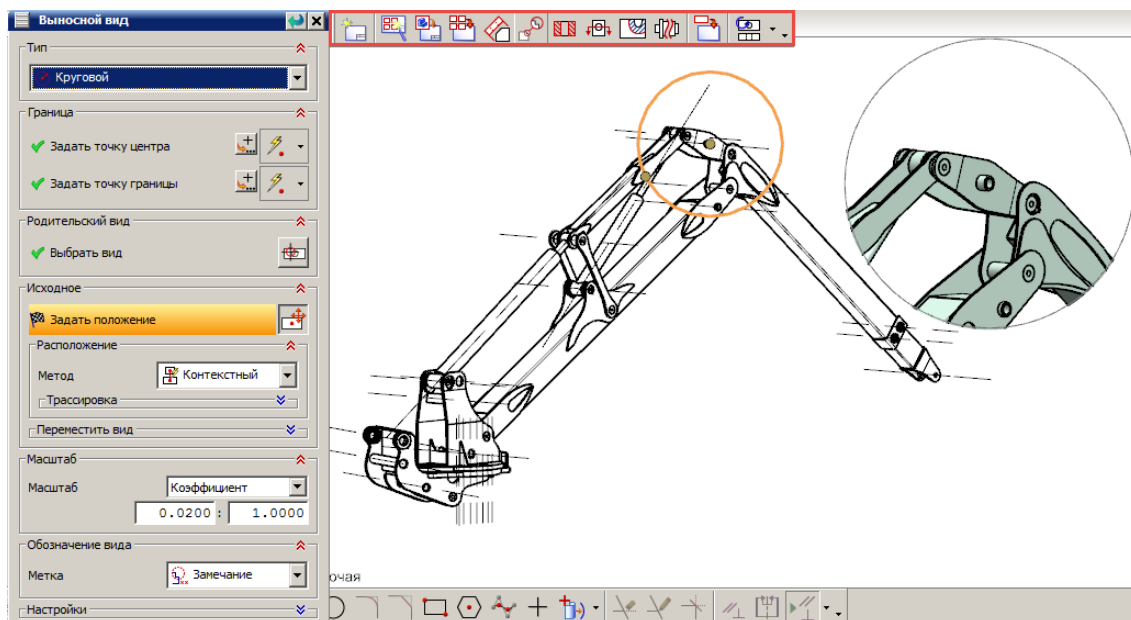


Рис. 2.7. Задание выносного вида для проекции сборки

Полученные таким образом плоские виды модели могут быть далее конвертированы в форматы Autodesk AutoCAD (\*.dwg/\*.dxf) как показано на рис. 2.5 или в другие форматы.

### Контрольные вопросы

1. Укажите порядок внедрения в модель деталей сборной конструкции. Перечислите использованные вами в процессе сборки манипулятора виды сопряжений.
2. Назовите основные отличия при создании кинематически подвижных и неподвижных сборок
3. Объясните порядок вывода физических параметров сборки и деталей.
4. Каким образом осуществляется экспорт сборок и отдельных деталей в форматы сторонних пакетов САПР?
5. Какие структурные подразделения машиностроительного предприятия могут использовать созданную сборку манипулятора?
5. Поясните процесс создания 2D проекций деталей и сборок в NX.

**Лабораторная работа № 3**  
**Моделирование вертикальной динамики движения**  
**сортиментовоза с использованием системы автоматизации**  
**инженерных расчетов MathCAD**

**Цель работы:** Освоить навыки компьютерного математического моделирования динамики лесозаготовительных машин с использованием системы автоматизации инженерных расчетов *MathCAD*.

**Рассматриваемые вопросы:**

1. Подготовка системы дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода к численному решению в *MathCAD*.
2. Реализация метода Рунге-Кутты и его вариаций для решения систем дифференциальных уравнений 2-го порядка в *MathCAD*.
3. Особенности записи начальных условий, дифференциальных уравнений и вывода результатов расчетов в *MathCAD*.
4. Анализ результатов расчета.
5. Экспорт результатов расчетов в другие CAE-системы.

**Основные теоретические положения**

В условиях движения по лесным дорогам и дорогам общего пользования на ходовую часть сортиментовоза действуют динамические нагрузки, значительно превышающие статическую величину. Данные нагрузки обуславливаются величинами неровностей поверхностей движения, упругими и демпфирующими характеристиками подвески и шин. Нагрузки определяются инерционными составляющими машины и неровностями поверхности движения.

Полученные при расчете данные используются для последующего моделирования напряженно-деформированного состояния деталей ходовой части сортиментовоза, оценки его прочности и усталостной долговечности (к примеру в *CAE Ansys*).

Моделирование динамики движения сортиментовоза следует начать с изучения конструкции его ходовой части и составления адекватной расчетной схемы. Отличием расчетной схемы модели от реальной конструкции автопоезда-сортиментовоза является использование ряда допущений, которые призваны упростить модель, ускорить ее расчет и, вместе с тем, обеспечить приемлемую точность.

К общепринятым допущениям [6, 7] в моделировании динамики машин следует отнести следующие. Распределенные массы машины заменяются сосредоточенными, а соединение таких масс между собой выполняется безынерционными упругодемпфирующими связями.

Кроме этого упругие характеристики шин часто принимаю линейными, а силы их неупругого сопротивления – пропорциональными скорости деформации. Радиусы качения колес принимаются одинаковыми и равным статическому радиусу. Контакт колеса с дорогой принимается точечным, а высоты микронеровностей поверхности движения под колесами правой и левой колеи усредняются (для плоских моделей).

Рассматриваемая расчетная схема динамики сортиментовоза (рис. 3.1) имеет 6 степеней свободы, которые описывают колебания в продольной вертикальной плоскости. В каждый момент времени положение сосредоточенных масс сортиментовоза определяется следующими обобщенными координатами: вертикальным и угловым перемещениями центра тяжести –  $Z_1, \theta_1$  соответственно; вертикальными перемещениями центров тяжести неподрессоренных масс передней и задних осей  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$ ; углом поворота рессорно-балансирной тележки –  $\theta_2$ .

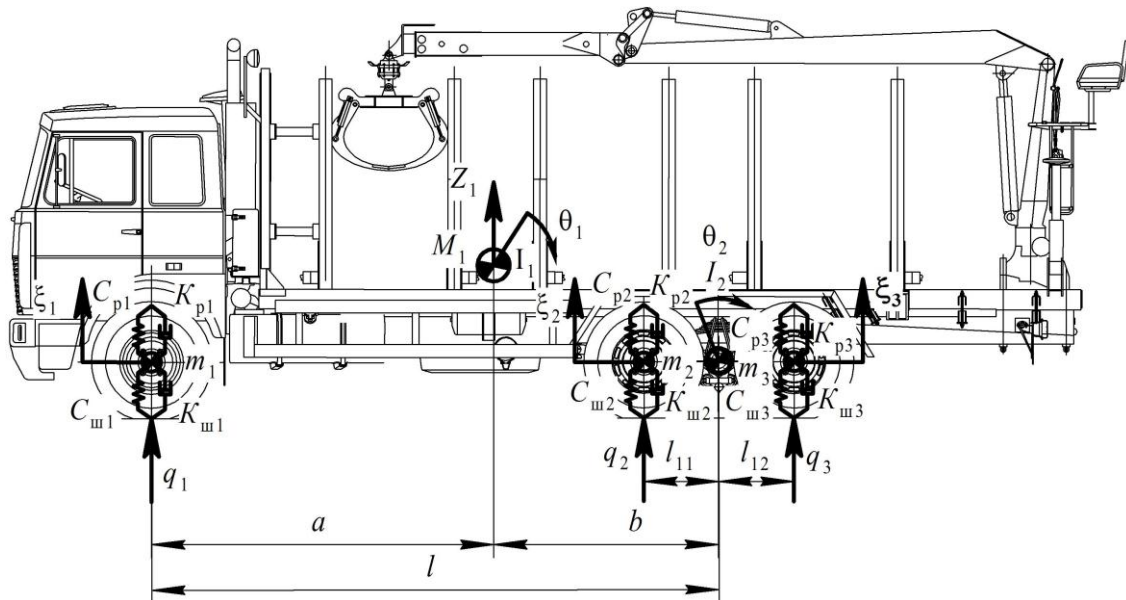


Рис. 3.1. Расчетная схема к модели динамики сортиментовоза

Составление системы дифференциальных уравнений, входящих в математическую модель выполняется на основе уравнений Лагранжа второго рода [8].

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (3.1)$$

где  $T$  и  $\Pi$  – кинетическая и потенциальная энергии системы соответственно;

$R$  – диссипативная функция Релея;

$q_i$  – обобщенная координата;  
 $Q_i$  – внешние обобщенные силы.

Выражения, по которым определяются кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция Релея, автомобиля имеют следующий вид:

$$T = \frac{1}{2}M_1\dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{\xi}_2^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{\xi}_3^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}_2^2 \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}(Z_1 + \theta_1 a - \xi_1)^2 c_{p1} + \frac{1}{2}(\xi_1 - q_1)^2 c_{ш1} \\ & + \frac{1}{2}[Z_1 - \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2]^2 c_{p2} + \frac{1}{2}(\xi_2 - q_2)^2 c_{ш2} \\ & + \frac{1}{2}[Z_1 - \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3]^2 c_{p3} + \frac{1}{2}(\xi_3 - q_3)^2 c_{ш3} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1)^2 k_{p1} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1)^2 k_{ш1} \\ & + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2]^2 k_{p2} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2)^2 k_{ш2} \\ & + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3]^2 k_{p3} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3)^2 k_{ш3} \end{aligned} \quad (3.4)$$

где  $I_1, I_2$  – моменты инерции автомобиля и задней рессорно-балансирной подвески приведенной к оси его качания соответственно;

$M_1$  – масса автомобиля;

$c_{ш1}, c_{ш2}, c_{ш3}, k_{ш1}, k_{ш2}, k_{ш3}$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин;

$c_{p1}, c_{p2}, c_{p3}, k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления рессор;

$a, b$  – горизонтальные координаты центра тяжести, машины;

$l_{11}, l_{12}$  – расстояние между осями рессорно-балансирной подвески;

$q_1, q_2, q_3$  – текущие значения ординат микропрофиля под колесами.

Подставим величины (3.2 – 3.4) в выражение 3.1 и выполним дифференцирование по соответствующим обобщенным координатам. В результате получим систему дифференциальных уравнений, которая описывает колебательные процессы, происходящие с машиной при ее движении.

$$\begin{aligned}
\ddot{Z}_1 &= \begin{bmatrix} -c_{p1}(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) - \\ -c_{p2}[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] - \\ -c_{p3}[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] - \\ -k_{p1}(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) - \\ -k_{p2}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] - \\ -k_{p3}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] - M_1 g \end{bmatrix} / M_1; \\
\ddot{\theta}_1 &= \begin{bmatrix} c_{p1} a(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) - \\ -c_{p2}(b - l_{11})[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] - \\ -c_{p3}(b + l_{12})[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] + \\ +k_{p1} a(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) - \\ -k_{p2}(b - l_{11})[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] - \\ -k_{p3}(b + l_{12})[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] \end{bmatrix} / I_1; \\
\ddot{\theta}_2 &= \begin{bmatrix} -c_{p2} l_{11}[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] + \\ +c_{p3} l_{12}[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] - \\ -k_{p2} l_{11}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] + \\ +k_{p3} l_{12}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] \end{bmatrix} / I_2; \\
\ddot{\zeta}_1 &= \begin{bmatrix} c_{p1}(Z_1 - \theta_1 a - \xi_1) - c_{m1}(\xi_1 - q_1) + \\ +k_{p1}(\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1) - k_{m1}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1) - m_1 g \end{bmatrix} / m_1; \\
\ddot{\zeta}_2 &= \begin{bmatrix} c_{p2}[Z_1 + \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2] - c_{m2}(\xi_2 - q_2) + \\ +k_{p2}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2] - k_{m2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2) - m_2 g \end{bmatrix} / m_2; \\
\ddot{\zeta}_3 &= \begin{bmatrix} c_{p3}[Z_1 + \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3] - c_{m3}(\xi_3 - q_3) + \\ +k_{p3}[\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3] - k_{m3}(\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3) - m_3 g \end{bmatrix} / m_3.
\end{aligned} \tag{3.5}$$

Обратите внимание, что все уравнения системы (3.5) записаны в виде выражений обуславливающих 2-ю производную по каждой обобщенной координате, а не в стандартной форме Коши с нулевой правой

частью. Сделано это для удобства последующей записи системы в *MathCAD*.

### Порядок выполнения работы

Для решения «нежестких» систем однородных дифференциальных уравнений второго порядка в среде *MathCAD* реализованы 2 варианта метода Рунге-Кутты и метод Булирша-Штера (*Buistoer*) который следует использовать для быстрого поиска решений в случае если предполагаемое решение представляет собой гладкую функцию. Методы Рунге-Кутты 4-го порядка точности *Rkfixed* (с постоянным шагом интегрирования) и *Rkadapt* (с адаптивным шагом интегрирования) схожи между собой. Последний из них следует применять в случае если решение на одних участках времени изменяется медленно, а на других напротив – быстро.

Для жестких систем однородных дифференциальных уравнений в *MathCAD* реализованы методы Булирша-Штера (*stiffb*), Резенброка (*stiffrr*) и неявный жестко-устойчивый метод Рунге-Кутты (*Radau*) с возможностью обработки ленточных матриц Якоби. Для моделирования работы лесных машин метод *Radau* является наиболее универсальным, т. к. в отличии двух других позволяет не записывать в явном виде сложную матрицу производных по времени каждого из уравнений системы и их Якобиан.

Структура записи вариантов методов Рунге-Кутты в *MathCAD* одинакова. На примере функции *Radau* она выглядит следующим образом:

$$Radau(y_0, t_0, t_1, M, D) \quad (3.6)$$

где  $y_0$  – вектор-столбец начальных значений в точке  $t_0$ ,

$t_0$  и  $t_1$  – начальная и конечная точки расчета,

$M$  – число шагов численного метода,

$D$  – векторная функция размера  $1 \times N$  задающая систему однородных дифференциальных уравнений.

Общие принципы и порядок записи решения системы ОДУ в *MathCAD* приведены на рис. 3.2. Количество ячеек в векторах столбцах  $y_0$  и  $D$  соответствует удвоенному количеству уравнений системы.



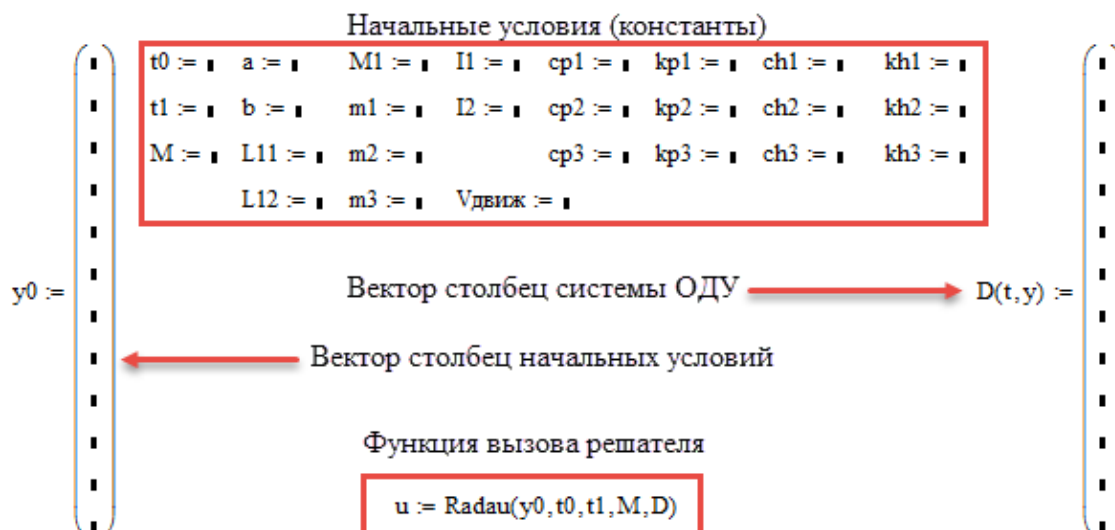


Рис. 3.2. Пример записи начальной схемы для решения системы ОДУ в *MathCAD*

В векторе-столбце начальных условий  $y_0$  поочередно записываются начальные значения перемещений обобщенных координат ( $Z_1, \theta_1, \theta_2, \xi_1, \xi_2, \xi_3$ ) и их первых производных (начальных скоростей). В большинстве случаев достаточно ввести значение «0». В начале расчета после непродолжительных колебаний с собственными частотами системы значения начальных перемещений и деформаций установятся самостоятельно. Их можно ввести в вектор-столбец  $y_0$  при последующих расчетах.

Для записи уравнений 3.5 в матрицу  $D(t,y)$  следует заменить в каждом уравнении системы введенные ранее обобщенные координаты ( $Z_1, \theta_1, \theta_2, \xi_1, \xi_2, \xi_3$ ) и их первые производные на новые (матричные) по следующему принципу (табл. 3.1, столбцы 1, 2 и 4, 5).

Таблица 3.1

#### Порядок замены обобщенных координат

Обобщенная координата (перемещение)		Первая производная по обобщенной координате (скорость)			
$Z_1$	$y_0$	$u_{i,1}$	$\dot{Z}_1$	$y_1$	$u_{i,2}$
$\theta_1$	$y_2$	$u_{i,3}$	$\dot{\theta}_1$	$y_3$	$u_{i,4}$
$\theta_2$	$y_4$	$u_{i,5}$	$\dot{\theta}_2$	$y_5$	$u_{i,6}$
$\xi_1$	$y_6$	$u_{i,7}$	$\dot{\xi}_1$	$y_7$	$u_{i,8}$
$\xi_2$	$y_8$	$u_{i,9}$	$\dot{\xi}_2$	$y_9$	$u_{i,10}$
$\xi_3$	$y_{10}$	$u_{i,11}$	$\dot{\xi}_3$	$y_{11}$	$u_{i,12}$

С математической интерпретацией отмеченного преобразования можно ознакомиться в [10].

Общий вид матрицы  $D(t,y)$  для *MathCAD* приведен на рис. 3.3.

$$\begin{array}{c}
 y_1 \\
 \frac{-cp1 \cdot (y_0 - y_2 \cdot a - y_6) - cp2 \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b - L11) + y_4 \cdot L11 - y_8] - cp3 \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b + L12) - y_4 \cdot L12 - y_{10}] \dots}{+ [-kp1 \cdot (y_1 - y_3 \cdot a - y_7) - kp2 \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b - L11) + y_5 \cdot L11 - y_9] - kp3 \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b + L12) - y_5 \cdot L12 - y_{11}]]} - M1 \cdot 9.8 \\
 M1 \\
 y_3 \\
 \frac{cp1 \cdot a \cdot (y_0 - y_2 \cdot a - y_6) - cp2 \cdot (b - L11) \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b - L11) + y_4 \cdot L11 - y_8] - cp3 \cdot (b + L12) \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b + L12) - y_4 \cdot L12 - y_{10}] \dots}{+ [kp1 \cdot a \cdot (y_1 - y_3 \cdot a - y_7) - kp2 \cdot (b - L11) \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b - L11) + y_5 \cdot L11 - y_9] - kp3 \cdot (b + L12) \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b + L12) - y_5 \cdot L12 - y_{11}]]} \\
 I1 \\
 y_5 \\
 \frac{-cp2 \cdot (L11) \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b - L11) + y_4 \cdot L11 - y_8] + cp3 \cdot (L12) \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b + L12) - y_4 \cdot L12 - y_{10}] \dots}{+ -kp2 \cdot (b - L11) \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b - L11) + y_5 \cdot L11 - y_9] + kp3 \cdot (L12) \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b + L12) - y_5 \cdot L12 - y_{11}]} \\
 I2 \\
 y_7 \\
 \frac{cp1 \cdot (y_0 - y_2 \cdot a - y_6) - ch1 \cdot (y_6 - q1(t)) \dots}{+ [kp1 \cdot (y_1 - y_3 \cdot a - y_7) - kh1 \cdot (y_7 - q11(t))]} - m1 \cdot 9.8 \\
 m1 \\
 y_9 \\
 \frac{cp2 \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b - L11) + y_4 \cdot L11 - y_8] - ch2 \cdot (y_8 - q2(t)) \dots}{+ [kp2 \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b - L11) + y_5 \cdot L11 - y_9] - kh2 \cdot (y_9 - q22(t))]} - m2 \cdot 9.8 \\
 m2 \\
 y_{11} \\
 \frac{cp3 \cdot [y_0 + y_2 \cdot (b + L12) - y_4 \cdot L12 - y_{10}] - ch3 \cdot (y_{10} - q3(t)) \dots}{+ [kp3 \cdot [y_1 + y_3 \cdot (b + L12) - y_5 \cdot L12 - y_{11}] - kh3 \cdot (y_{11} - q33(t))]} - m3 \cdot 9.8 \\
 m3
 \end{array}$$

Рис. 3.3. Пример записи системы ОДУ в *MathCAD*

Для решения записанной системы ОДУ необходимо перед матрицей (рис. 3.3) ввести величины констант входящих в данные уравнения. При этом отдельно следует рассмотреть вопрос введения в модель параметров микропрофиля поверхности движения.

Микропрофиль поверхности движения может быть внедрен из файла *MS Excel* (\*.xls) и представляет зависимость отклонений высот неровностей поверхности движения в зависимости от горизонтальной координаты их положения. В *MS Excel* он вводится в виде 2-х столбцов с шагом горизонтальной координаты не более 0,1 м. Для внедрения заранее подготовленного микропрофиля поверхности в *MathCAD* необходимо выполнить команду *Вставка* → *Данные* → *Ввод из файла*, а в появившемся окне «*Параметры файла*» указать тип файла *Microsoft Excel* и путь к нему.

После внедрения микропрофиля поверхности движения в *MathCAD* необходимо создать функциональные зависимости изменения микропрофиля под каждым колесом (рис. 3.4).

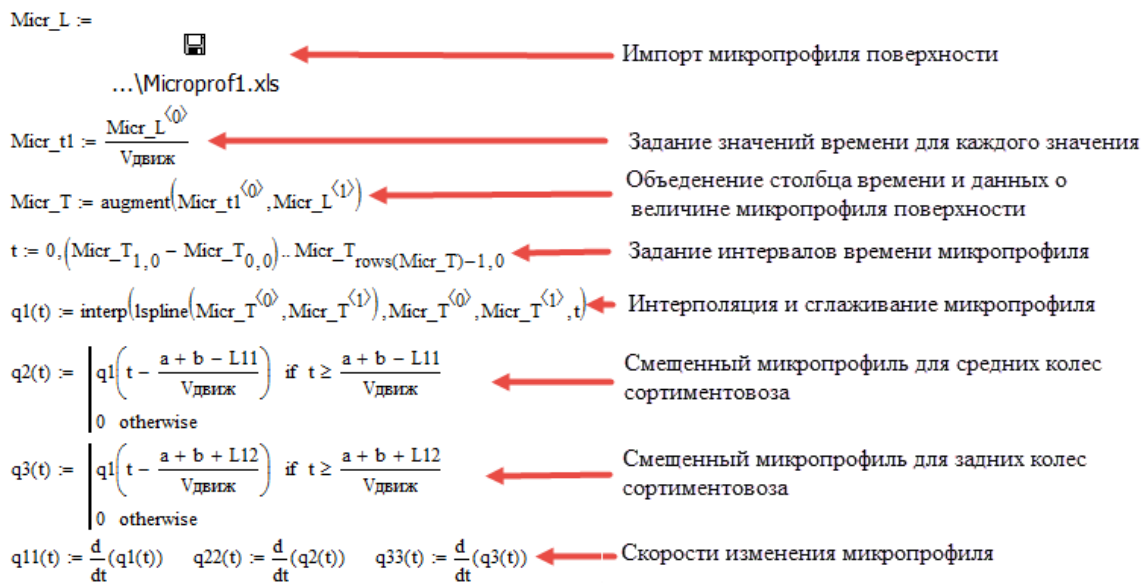


Рис. 3.4. Внедрение и первичная обработка микропрофиля поверхности движения

Результаты расчета системы ОДУ выводятся в *MathCAD* в виде таблицы первый столбец которой – время, а каждая следующая пара столбцов – перемещение и скорость изменения соответствующей обобщенной координаты. Порядок ссылки на каждый элемент таблицы приведен в табл. 3.1 (столбцы 3 и 6). Вывод величин опорных реакций под колесами сортировоза в каждый момент времени производится с помощью функциональных зависимостей приведенных на рис. 3.5.

$$i := 0, 1 .. M - 1 \quad R_{P_i} := \text{ch1} \cdot (u_{i,7}) \quad R_{S_i} := \text{ch2} \cdot (u_{i,9}) \quad R_{Z_i} := \text{ch3} \cdot (u_{i,11})$$

Рис. 3.5. Функциональные зависимости изменения опорных реакций

Экспорт рассчитанных величин реакций в сторонние CAD/CAE системы (к примеру в CAE Ansys) выполняется аналогично импорту данных «Вставка → Данные → Ввод в файл», либо с использованием текстовой команды APPENDPRN. К примеру для реакции под передним колесом (рис. 3.5) запись в *MathCAD* выглядит следующим образом: APPENDPRN"file\_name.txt", R<sub>P<sub>i</sub></sub>.

## Контрольные вопросы

1. Перечислите основные особенности записи начальных условий, дифференциальных уравнений *MathCAD*.
2. Поясните порядок импорта и экспорта данных в *MathCAD*.
3. Перечислите требования форме записи к дифференциальным уравнениям 2-го порядка для их последующего решения в *MathCAD*.
4. Какие решатели систем дифференциальных уравнений используются в *MathCAD*? Назовите их достоинства и недостатки.
5. Какие типы файлов поддерживает *MathCAD* при выполнении импорта/экспорта данных? Поясните порядок внедрения и первичной обработки микропрофиля поверхности движения в *MathCAD*.
6. Поясните структуру таблицы замены обобщенных координат в *MathCAD*.
7. Перечислите основные допущения принимаемые при моделировании вертикальной динамики движения лесотранспортной машины. Как такие допущения влияют на точность и скорость выполнения расчетов? Достаточна ли точность расчетов при использовании отмеченных допущений?
8. Какие данные выводит решатель *Radau* при моделировании вертикальной динамики сортиментовоза?

## Лабораторная работа № 4

### Анализ напряженно-деформированного состояния отдельных деталей шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench

**Цель работы:** Освоить навыки оценки напряженно-деформированного состояния отдельных деталей лесных машин в *Ansys*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Порядок внедрения твердотельных моделей в *Ansys*.
2. Создание конечно-элементной сетки и настройка ее параметров.
3. Задание граничных условий.
4. Настройка решателя *Ansys*.
5. Вывод и оценка результатов моделирования.

#### **Основные теоретические положения**

Вне зависимости от выбора режима работы (*Ansys APDL* или *Ansys Workbench*) решение поставленной задачи осуществляется системой *Ansys* в 3 этапа [1]. На первом этапе (препроцессинг) создается основа конечно-элементной модели исследуемого объекта. Этот этап включает в себя следующие процедуры:

- устанавливается физический тип задачи (механика деформируемого твердого тела, теплопередача, гидродинамика и т.д.) и в ручном (*APDL*) или автоматическом (*Workbench*) режиме задаются соответствующие настройки программы;

- выбирается тип используемого конечного элемента в зависимости от размерности объекта и других его свойств (подробнее в работе №8);

- выбирается материал объекта и указываются все его необходимые свойства. Свойства могут быть непосредственно введены с клавиатуры или импортированы из библиотеки материалов *Ansys*. Задание свойств определяет тип материала (линейно-упругий, упруго-пластичный, билинейный и т.д.). В дальнейших расчетах тип выбранного материала влияет на выбор *Ansys* определяющих уравнений МКЭ;

- внедряется из других *CAD* систем или строится с использованием *Ansys*-приложений (*Design Modeler* или *Space Claim*) геометрическая твердотельная модель исследуемого объекта;

- задаются исходные параметры конечно-элементной сетки и геометрическая модель разбивается на конечные элементы;

- в случае исследования взаимодействия нескольких объектов (контактная задача) устанавливаются контактные пары, определяются модели контактов и их характеристики.

На втором этапе производится наложение на модель необходимых физических условий и решение задачи. Данный этап состоит из трёх основных процедур:

- задаются граничные условия (силы, перемещения, связи, и другие, действующие на систему условия);

- выбирается тип анализа (статический, динамический, частотный и т.д.). Также возможен выбор метода решения системы уравнений МКЭ и задание параметров вычислительных процедур (числа шагов нагружения, числа итераций и др.);

- осуществляется решение системы уравнений, полученной методом МКЭ. В результате решения формируется файл результатов, который содержит вектор найденных степеней свободы (узловых перемещений, узловых температур и т.д.).

Более подробно остановимся на функционировании системы *Ansys* и ее применении на каждом из отмеченных этапов. Для запуска *Ansys Workbench* используется соответствующий ярлык рабочего стола *Windows* или меню «Пуск». После загрузки *Ansys Workbench* выводится основное окно проекта (рис. 4.1).

Окно схемы проекта (*Project Schematic*) расположено в центре основного окна *Ansys Workbench*. Оно содержит структурные компоненты проекта, отображает связи отдельных элементов проекта и дает возможно ими управлять. Сама схема проекта становится доступной после выбора соответствующего вида инженерного анализа в окне инструментов (*Toolbox*). Структурно окно *Toolbox* состоит из следующих разделов:

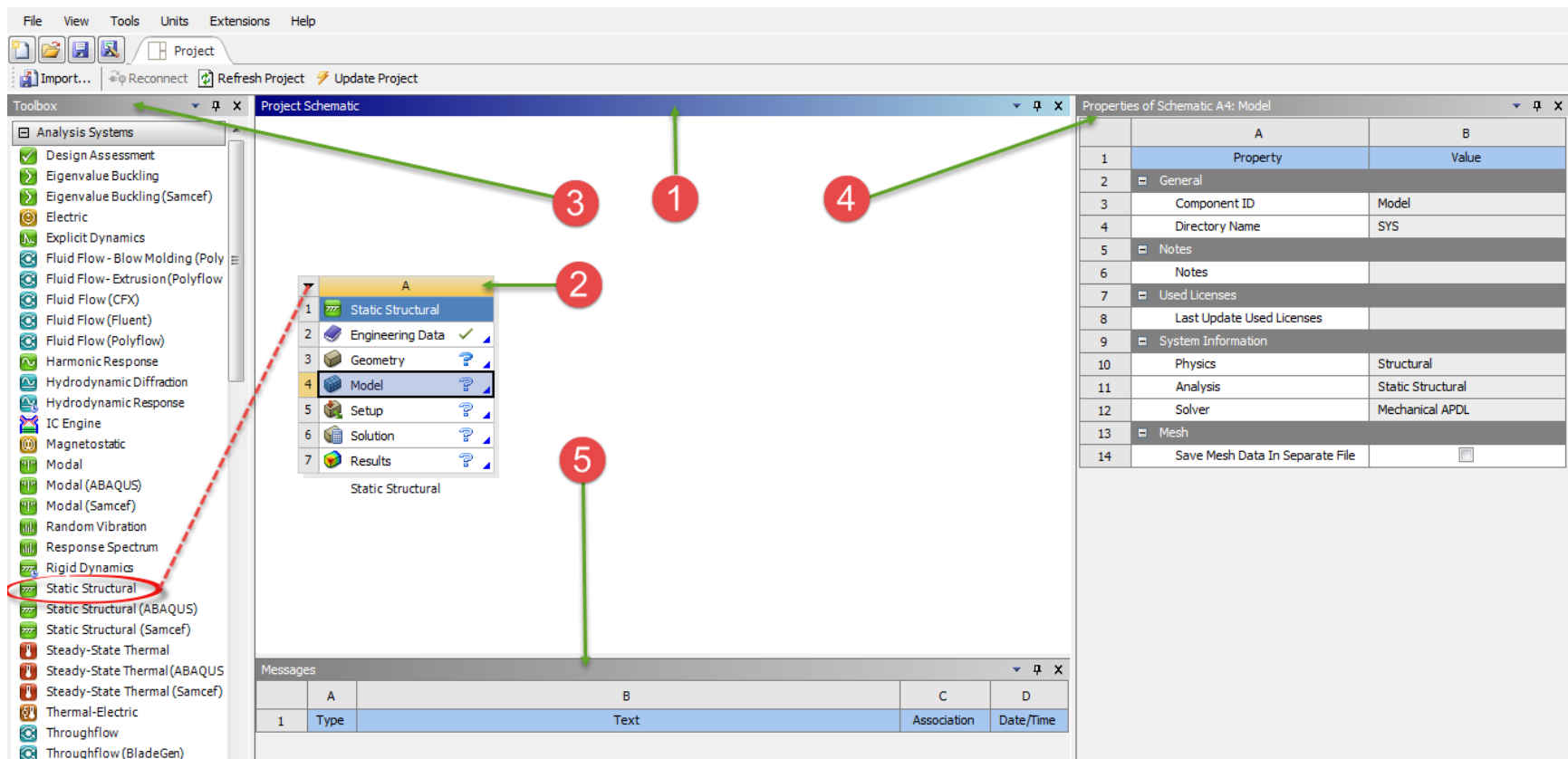
- *Analysis Systems* – содержит все виды инженерных анализов, которые возможно выполнить в *Ansys*;

- *Component Systems* – предоставляет доступ к основным компонентам системы *Ansys*;

- *Custom systems* – предоставляет доступ к шаблонам связанных междисциплинарных инженерных расчетов системы *Ansys*;

- *Design exploration* – используется в процессе анализа полученных результатов и оптимизации конструкций;

- *External connections systems* – предоставляет возможность соединять элементы системы *Ansys* с другими *CAD*.



1 – окно схемы проекта, 2 – схема проекта, 3 – окно инструментов,  
4 – окно свойств выбранного поля схемы проекта, 5 – окно сообщений

Рис. 4.1. Структура основного окна проекта *Ansys Workbench*

В окне *Properties* отображаются свойства выбранного в *Project Schematic* объекта. Все свойства объекта в данном окне отображаются в виде таблицы, в первом столбце которой записано наименование свойства или параметра, а во втором отражено его значение, либо флажок активации свойства. В нижней части экрана расположено окно *Messages*, которое служит для отображения служебных сообщений, предупреждений или сообщений об ошибках.

В верхней части основного окна проекта расположены кнопки для стандартных операций с проектом. Помимо операций создания, открытия и сохранения имеется возможность импортировать проект (или его отдельные файлы) формата предыдущих версий *Workbench* или импортировать файлы других *CAD/CAE*-систем. Кнопка *Refresh Project* запускает обновление входных данных проекта, а кнопка *Update Project* считывает обновленные входные данные и запускает пересчет проекта для получения новых результатов анализа. Основные настройки среды *Workbench* можно изменить в меню *Tools*→*Options*. Меню *Units* позволяет задавать систему единиц измерения, принимаемую для всех расчетов в проекте. Текущая система единиц отмечена слева галочкой и в любой момент может быть изменена.

Как было отмечено выше, *Ansys* позволяет проводить различные по направлению инженерные расчеты. Все они представлены в окне инструментов *Toolbox*→*Analysis Systems*. Некоторые виды анализа представлены в следующем перечне:

- *Static Structural* – статический прочностной анализ;
- *Transient Structural* – нестационарный прочностной анализ;
- *Steady-State Thermal* – стационарный тепловой анализ;
- *Transient Thermal* – нестационарный тепловой анализ;
- *Modal* - модальный анализ;
- *Harmonic Response* – гармонический анализ;
- *Linear Buckling* – анализ устойчивости;
- *Explicit Dynamics* – динамический анализ.

В скобках после наименования инженерного анализа указываются применяемые в случае данного выбора решатели.

В качестве примера приведем структуру схемы проекта статического прочностного анализа *Static Structural* (рис. 4.2).

Схема проекта состоит из 7 полей: заголовка окна (*Static Structural*), поля свойств материала (*Engineering Data*), поля геометрии (*Geometry*), а также полей редактирования конечно-элементной сетки (*Model*), граничных условий (*Setup*), настройки решателя (*Solution*) и настройки вывода и обработки результатов (*Results*).



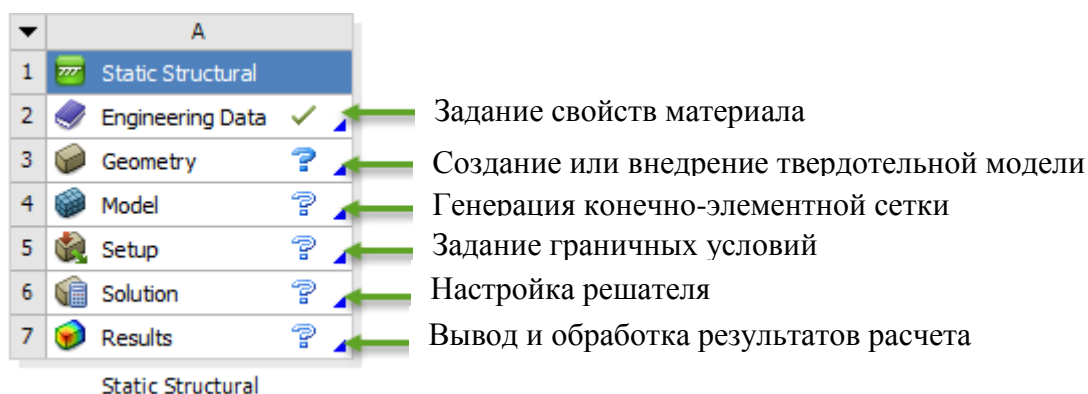
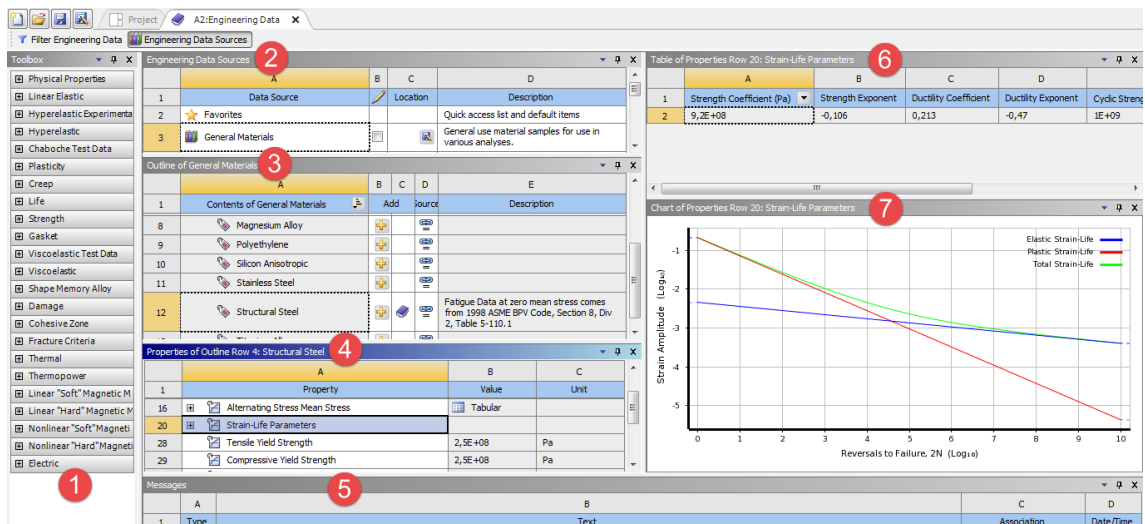


Рис. 4.2 – Структура окна схемы проекта *Static Structural*

Первым этапом моделирования является задание материалов для создаваемых тел и указание их свойств. Для этих целей в *Workbench* существует отдельный модуль управления материалами, связанный со схемой проекта и представленный полем *Engineering Data*. Выбирать материалы и задавать их свойства с помощью этого модуля можно как до построения геометрической модели, так и после. Модуль управления материалами может быть использован в качестве хранилища библиотек свойств материалов. После вставки в проект нового блока инженерного анализа (рис. 4.2) элемент *Engineering Data* сразу отмечается как «заданный», так как в нем по умолчанию задан некоторый материал. Изменить материал или его свойства можно на любом этапе моделирования. Чтобы запустить модуль управления материалами, нужно в окне *Static Structural* выбрать пункт меню *Engineering Data* → *Edit*. После загрузки появится рабочая область окна редактора свойств материала (рис. 4.3), из которой можно управлять материалами источника.

Всю работу с редактором материалов можно условно разделить на 2 части: работа непосредственно с источником данных (при активной закладке *Engineering Data Source*) и работа с материалами внедренными в проект (закладка *Engineering Data Source* не активна).

Слева в окне редактора материалов располагается окно инструментов *Toolbox* (1) (рис. 4.3), где отражен весь набор свойств, которые могут быть заданы для каждого материала. В окне источника данных *Engineering Data Source* (2) содержатся данные о базах данных материалов. Данное окно становится доступным после активации соответствующей закладки в верхнем левом углу окна редактора материалов.



1 – окно инструментов, 2 – окно источника данных, 3 – окно данных о материалах, 4 – окно свойств материала, 5 – окно сообщений системы Ansys, 6 – окно свойства материала в виде таблицы, 7 – окно свойства материала в виде графика

Рис. 4.3 – Окно редактора материалов при работе с источником данных

При работе с источником в окне данных о материалах *Outline of...* (3) (рис. 4.4) отображаются все материалы хранящиеся в указанном источнике. В случае работы с материалами внедренными в проект (при не активной закладке *Engineering Data Source*) в окне *Outline of...* (рис. 4.5) можно создать, удалить или переименовать материал, добавить его описание; добавить материал из внешнего источника данных или задать материал «по умолчанию» для конкретных частей модели. При работе с источником данных в столбце *Contents of...* окна *Outline of...* указываются имена всех материалов содержащихся в выбранном источнике. Пиктограммы слева от имен материалов указывают корректность введенных свойств данного материала. Столбец *Add* служит для добавления (+) материала из источника данных в текущий проект. Если элемент включен в текущий проект справа загорается соответствующая пиктограмма (🔒). Столбец *Source* указывает на источник в котором хранятся данные о материале (файл *.xml*), а в столбце *Description* приводится его краткое описание.

При не активной закладке *Engineering Data Source* в верхнем левом углу окна редактора свойств материалов окно *Outline of...* отображает только те материалы которые включены в данный проект (рис. 4.5).

В случае необходимости в данном окне можно удалить или дублировать выбранный материал, просмотреть обновить или удалить связь (ссылку) с источником данных.

Outline of General Materials					
	A	B	C	D	E
1	Contents of General Materials	Add	Source	Description	
2	Material				
3	Air	+	General_Materials.xml	General properties for air.	
4	Aluminum Alloy	+	General_Materials.xml	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.	
5	Concrete	+	General_Materials.xml		
6	Copper Alloy	+	General_Materials.xml		
7	Gray Cast Iron	+	General_Materials.xml		
8	Magnesium Alloy	+	General_Materials.xml		
9	Polyethylene	+	General_Materials.xml		
10	Silicon Anisotropic	+	General_Materials.xml		
11	Stainless Steel	+	General_Materials.xml		
12	Structural Steel	+	General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	

Рис. 4.4 – Структура окна *Outline of...* при работе с источником данных (закладка *Engineering Data Source* активна)

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data	X	Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel 3		General_Materials.xml	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

- +
- Add Material To Project
- Copy
- Paste
- ✗
- Delete
- Duplicate
- View Linked Source
- Refresh From Linked Source
- Break Link to Source
- ★
- Add to Favorites
- Default Solid Material For Model
- Default Fluid/Field Material For Model
- Engineering Data Sources
- Expand All
- Collaose All

Рис. 4.5 – Структура окна *Outline of...* при работе с материалами внедренными в проект (закладка *Engineering Data Source* не активна)

Для изменения материала, принятого «по умолчанию» необходимо выбрать в *Engineering Data Source* источник данных, затем в панели *Outline of...* выбрать материал и с помощью контекстного меню добавить его в «Избранное» (команда *Add to Favorites*). Далее в *Engineering Data Source* необходимо отобразить содержимое группы *Favorites* и, в контекстном меню, указать данный материал в качестве

материала «по умолчанию» *Default Solid Material*. Изначально в каждом новом проекте материалом по умолчанию для твердых тел является конструкционная сталь *Structural Steel*.

Все свойства выбираемого материала отображаются в окне *Properties of...* (рис. 1.6). Столбец свойств (*Property*) содержит наименования свойств данного материала и его параметры. Обратите внимание, что в окне *Outline of...* (рис. 1.4) выбран материал *Structural Steel* (конструкционная сталь). Выбор данного материала также отображается в заголовке окна свойств *Properties of...* (рис. 4.6).

Properties of Outline Row 12: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
16	Alternating Stress Mean Stress		
20	Strain-Life Parameters		
28	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa
30	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa
31	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Рис. 4.6 – Структура окна *Properties of...*

Наряду с окном *Properties of...* данные о свойстве материала также отображаются в виде таблицы в окне *Table of Properties...* (6), а в окне *Chart of Properties...* (7), при наличии такой возможности, выводится график изменения данного свойства от указываемого параметра (рис. 4.7).

При работе с материалами внедренными в проект (закладка *Engineering Data Source* не активна) в окнах *Properties of...* и *Table of Properties...* можно производить корректировку свойств материала.

*Ansys* поддерживает множество групп свойств материалов и моделей описывающих их. Некоторые из них приведены в табл. 4.1. Полный перечень свойств материалов содержится в *Ansys* на панели *Toolbox*.

Следующим этапом моделирования является внедрение в проект файла геометрической модели исследуемой детали или узла. Исходный файл геометрической модели может быть создан непосредственно средствами *Ansys Workbench* во встроенных редакторах *Design Modeler* [1] и *Space Claim*. Файл модели, созданный в *Design Modeler*, имеет расширение *.agdb*. В *APDL* файл геометрии создается с использованием модуля *Prep7*.

**Группы свойств материалов и модели их описания**

Обобщающий признак свойств	Группы свойства материала и модели их описания
Линейные упругие свойства (Line Elastic)	Изотропная упругость (Isotropic Elasticity) Ортотропная упругость (Orthotropic Elasticity) Анизотропная упругость (Anisotropic Elasticity)
Группы свойств гиперупругих материалов (Hyperelastic)	Модель Муни-Ривлина (Mooney-Rivlin) Модель Нео-Хукена (Neo-Hookean) Полиномиальная модель (Polynomial) Модель Йео (Yeoh) Модель Огдена (Ogden)
Пластичные свойства (Plasticity)	Билинейное изотропное упрочнение (Bilinear Isotropic Hardening) Полилинейное изотропное упрочнение (Multilinear Isotropic Hardening) Билинейное кинематическое упрочнение (Bilinear Kinematic Hardening) Полилинейное кинематическое упрочнение (Multilinear Kinematic Hardening) Вязко-пластичные свойства Anand Viscoplasticity
Вязко-упругие свойства Viscoelastic	Релаксация Прони (Prony Shear Relaxation, Prony Volumetric Relaxation) Функции Уильяма-Ланделя-Ферри (William-Landel-Ferry Shift Function)
Группы свойств теплопроводности	Изотропная теплопроводность (Thermal Conductivity Isotropic) Ортотропная теплопроводность (Thermal Conductivity Orthotropic)
Группы свойств электрического сопротивления	Изотропное сопротивление (Isotropic Resistivity) Ортотропное сопротивление (Orthotropic Resistivity)

Однако на машиностроительных предприятиях при создании геометрических моделей чаще используют CAD системы сторонних разработчиков. Среди них наибольшее распространение получили *Unigraphics NX*, *Pro/Engineer*, *AutoCAD Inventor*, *T-flex CAD*, *Kompas* и др.

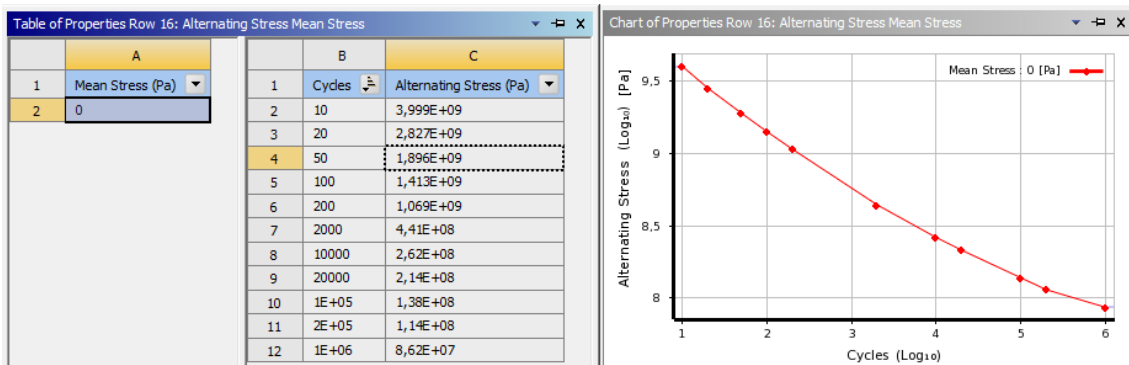


Рис. 4.7 – Структура окон *Table of Properties...* и *Chart of Properties...*

Созданная в таких системах геометрия может быть импортирована в *Ansys* несколькими способами. *Ansys* поддерживает множество сторонних форматов: *Iges* (.iges, .igs), *SolidWorks* (.sldprt, .sldasm), *Unigraphics NX* (.prt), *Inventor* (.ipt, .iam), *Pro/Engineer* (.prt, .asm), *ACIS* (.sat) и другие. Они импортируются напрямую с использованием команды (*Geometry*→*Import Geometry*→*Browse...*) (рис. 4.8).

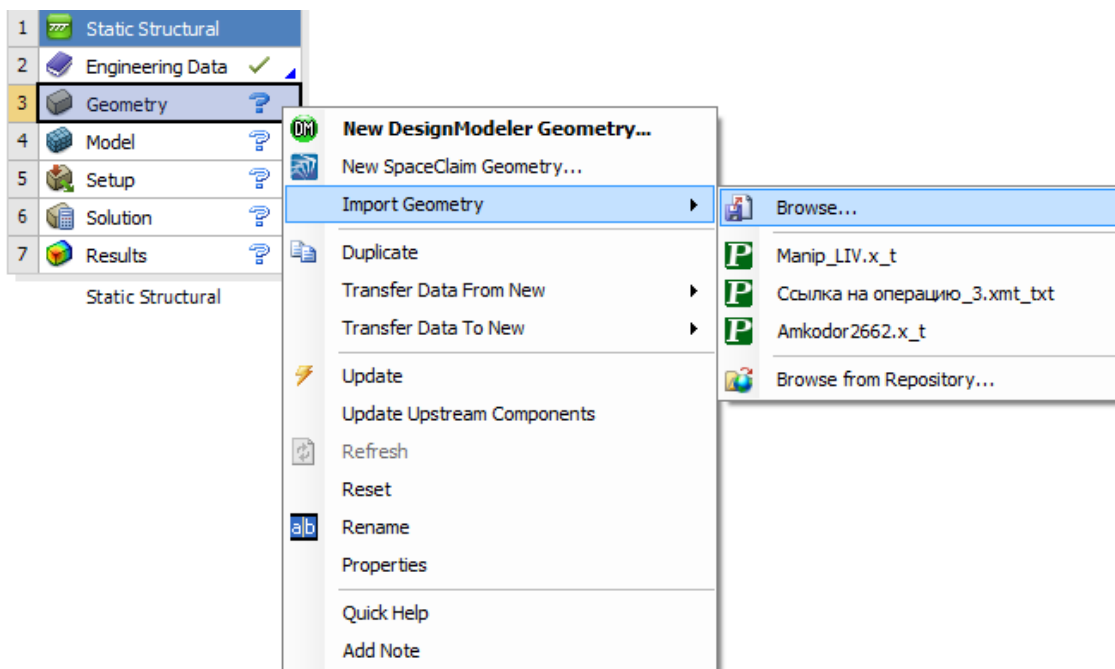


Рис. 4.8 – Импорт сторонней геометрии в *Ansys Workbench*

При отсутствии поддержки *Ansys* формата сторонней *CAD*-системы (к примеру для *T-flex CAD* и *Kompas* такая функция не реализована) импорт геометрии производится через формат универсального графического ядра *Parasolid* (.x\_b, .x\_t и др).

Properties of Schematic A3: Geometry		
	A	B
1	Property	Value
2	[-] General	
3	Component ID	Geometry
4	Directory Name	SYS
5	[-] Notes	
6	Notes	
7	[-] Used Licenses	
8	Last Update Used Licenses	
9	[-] Geometry Source	
10	Geometry File Name	
11	[-] Basic Geometry Options	
12	Solid Bodies	<input checked="" type="checkbox"/>
13	Surface Bodies	<input checked="" type="checkbox"/>
14	Line Bodies	<input type="checkbox"/>
15	Parameters	<input checked="" type="checkbox"/>
16	Parameter Key	DS
17	Attributes	<input type="checkbox"/>
18	Named Selections	<input type="checkbox"/>
19	Material Properties	<input type="checkbox"/>
20	[-] Advanced Geometry Options	
21	Analysis Type	3D
22	Use Associativity	<input checked="" type="checkbox"/>
23	Import Coordinate Systems	<input type="checkbox"/>
24	Import Work Points	<input type="checkbox"/>
25	Reader Mode Saves Updated File	<input type="checkbox"/>
26	Import Using Instances	<input checked="" type="checkbox"/>
27	Smart CAD Update	<input type="checkbox"/>
28	Compare Parts On Update	No
29	Enclosure and Symmetry Processing	<input checked="" type="checkbox"/>
30	Decompose Disjoint Geometry	<input checked="" type="checkbox"/>
31	Mixed Import Resolution	None

Рис. 4.8 –Окно *Properties of...* поля *Geometry*

лей структуры проекта, сведения о используемой лицензии на элементы проекта (при ее наличии) и др.

Поле *Geometry Source* отображает путь к внедренному в проект файлу геометрии. Поля группы *Basic Geometry Options* позволяют добавлять и убирать базовые характеристики переносимой из внешнего файла геометрии. К примеру, из файла источника могут быть отдельно перене-

В случае изменения файла с исходной геометрией после его внедрения к проекту в *Ansys*, обновление геометрии для проекта производится через пункт меню *Geometry*→*Update*.

Процесс импорта геометрии из файла-источника может быть дополнительно настроен в окне свойств поля *Properties of...* (рисунок 1.8). Окно *Properties of...* поля структуры проекта *Geometry* состоит из столбцов наименований свойств (*Property*) и их значений (*Value*) содержащих группы полей. Группы *General*, *Notes* и *Used License* присутствуют в данном окне в не зависимости от выбранного поля структуры проекта (рисунок 4.2). В данных группах отражаются идентификационные номера по-

сены только твердые тела, поверхности или линии, их материалы, параметры, атрибуты, имена. В группе «продвинутых» опций геометрии (*Advanced Geometry Options*) возможно указать вид проводимого анализа (2D или 3D), необходимость импорта координатных систем деталей, рабочих точек построения геометрии и др. В эту группу также включены новые возможности *Ansys 16*. К примеру, в случае изменения сложной многодельной геометрии в файле-источнике нет необходимости обновлять всю геометрию целиком. Достаточно использовать поле *Smart CAD Update* при первом импорте геометрии и, в случае последующего ее изменения, *Ansys* будет обновлять только измененные элементы геометрии, что ускоряет процесс импорта.

Последующими этапами статического прочностного анализа в системе *Ansys Workbench* являются: задание конечно-элементной сетки модели и граничных условий, настройка параметров решателя и результатов моделирования. Для этого следует перейти из главного окна проекта *Ansys Workbench* в модуль *Mechanical*. Оно вызывается по средством контекстного меню *Model*→*Edit*.

Моделирование напряженно-деформированного состояния деталей проводится в модуле *Mechanical*. Его вызов осуществляется по средством контекстного меню *Model*→*Edit* (рис. 4.9), а общий вид окна приведен на рис. 4.10.

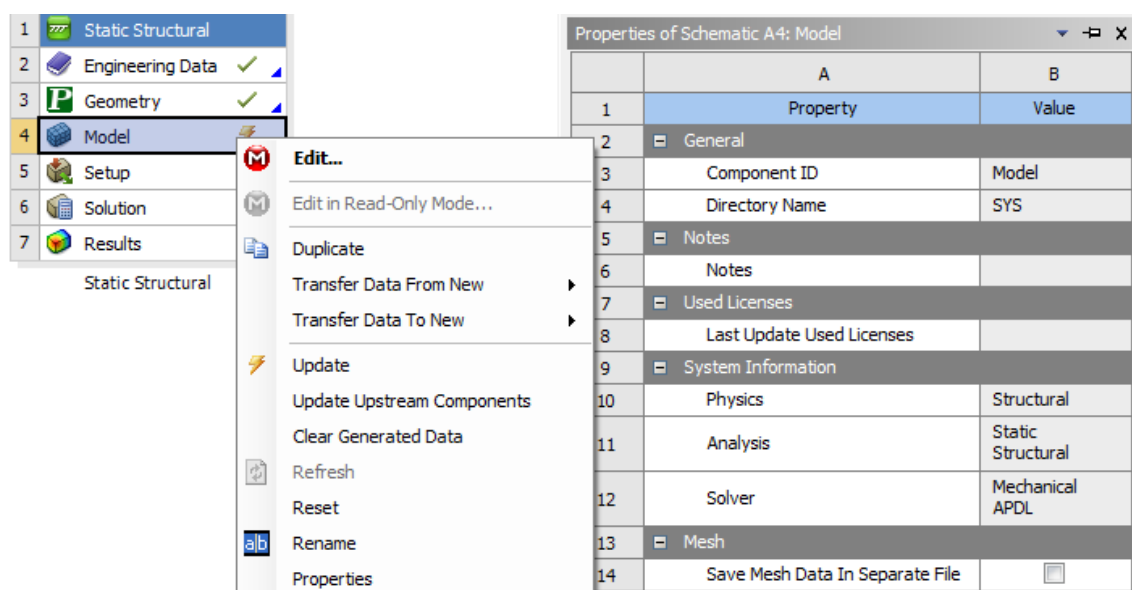
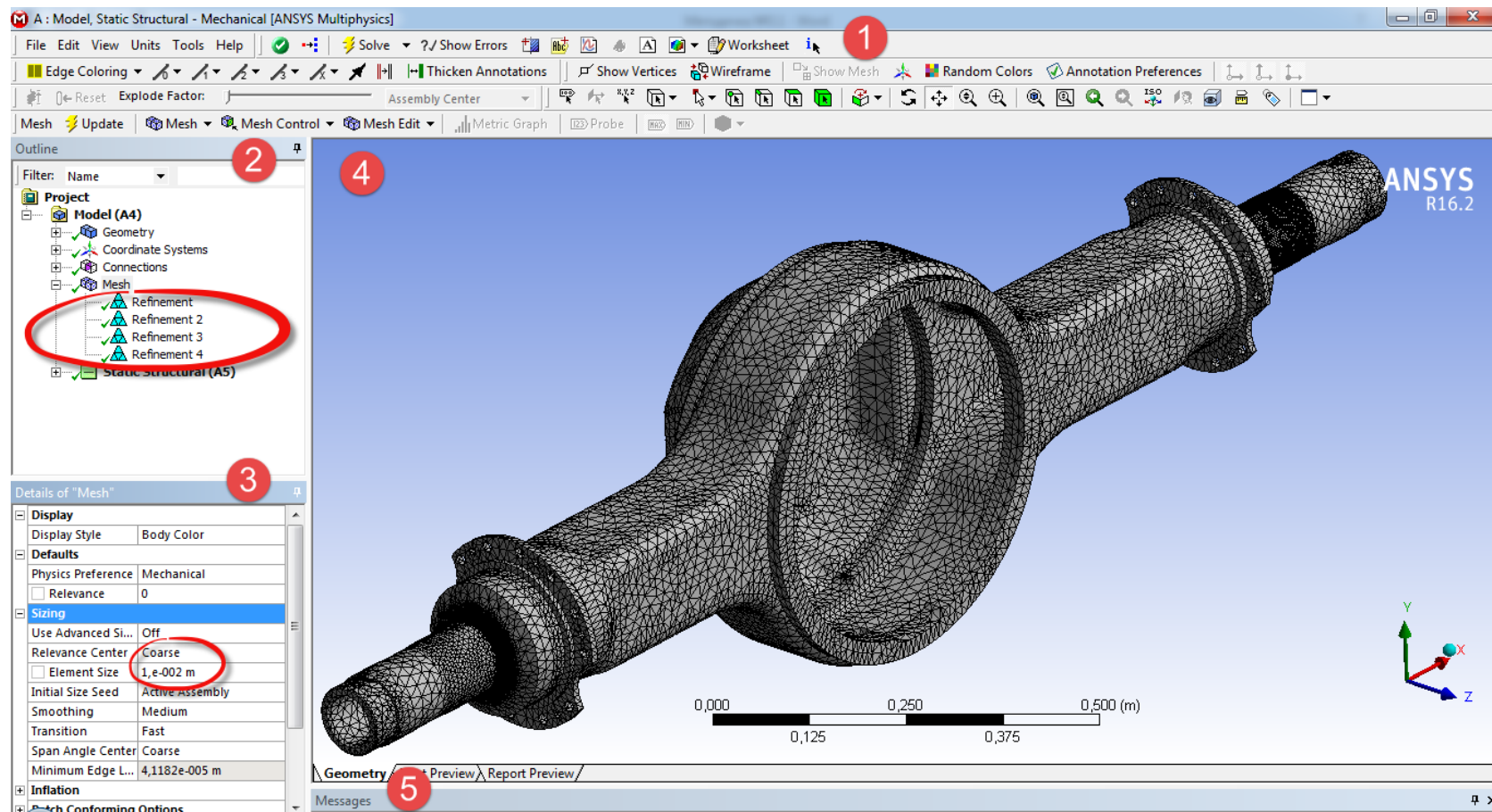


Рис. 4.9 – Окно *Properties of...* поля структуры проекта *Geometry*





1 – панель инструментов, 2 – дерево проекта, 3 – свойства элементов проекта, 4 – рабочая зона проекта, 5 – сообщения системы.

Рис. 4.10 – Структура окна *Mechanical*

В верхней части окна *Mechanical* расположена панель инструментов (1) которая изменяется в зависимости от выбранного пункта в дереве проекта (окно *Outline*) (2). Настраиваемые свойства каждого элемента проекта отображаются в окне *Details of...* (3). Предварительно загруженная трехмерная модель отображается в рабочей зоне окна *Mechanical* (4).

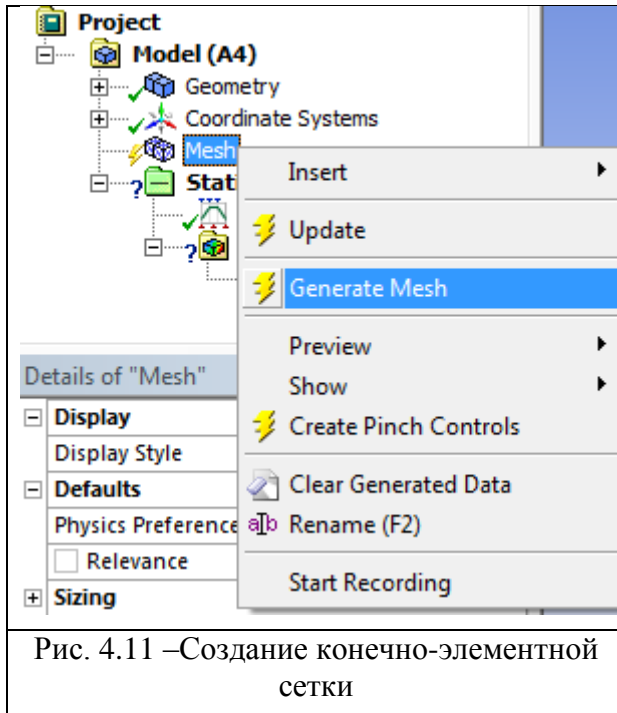


Рис. 4.11 –Создание конечно-элементной сетки

Создание сетки может происходить по параметрам заданным в системе «по умолчанию», либо задаваемыми пользователем. В первом случае необходимо в дереве проекта выбрать пункт *Mesh* и в его контекстном меню *Generate Mesh* (рис.4.11), во втором – предварительно провести настройки в меню *Details of...*. После формирования конечно-элементной сетки следует перейти к заданию граничных условий модели в элементе дерева проекта *Static Structural*. Для данного вида анализа до-

ступны граничные условия отмеченные на рис. 4.12.

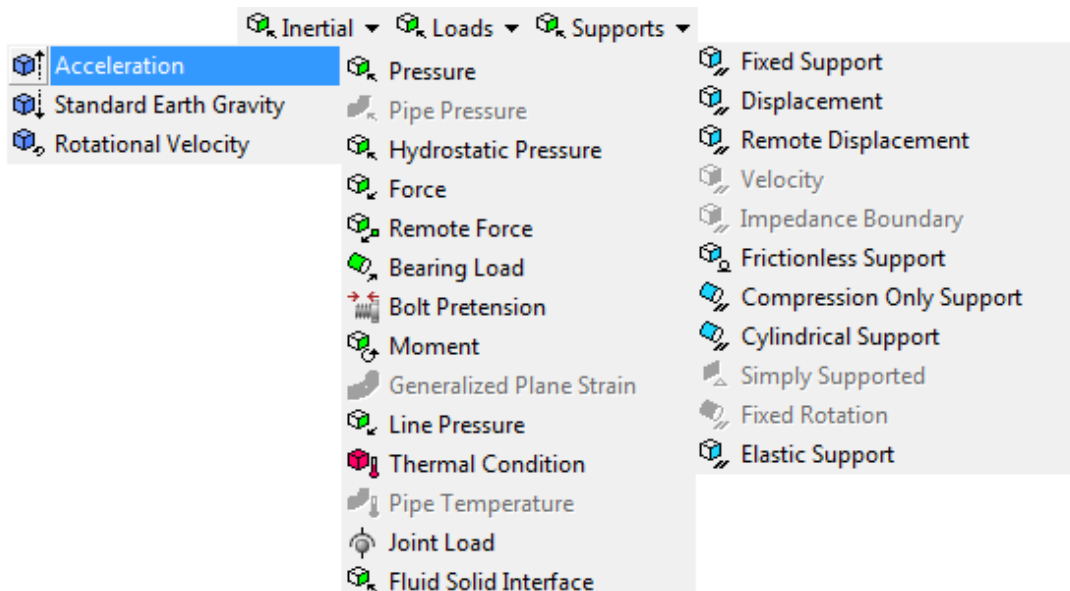


Рис. 4.12 – Граничные условия

К граничным условиям для статического прочностного анализа отдельных деталей относятся действующие величины нагрузок (сил, давлений, моментов, ускорений, угловых скоростей и др.), а также присутствующие в задаче опоры.

### Порядок выполнения работы

В качестве примера рассмотрим порядок моделирования напряженно-деформированного состояния картера ведущего моста автопоезда. В Ansys картер ведущего моста может быть представлен единой деталью, несмотря на то, что в действительности это сборная конструкция в которой детали сопряжены сварными соединениями.

Для создания новой модели запустите *Ansys Workbench*. В меню окна инструментов (*Toolbox*) (рис. 4.1) выберите поле статический прочностной анализ (*Static Structural*). Появится схема проекта.

В поле *Geometry* схемы проекта (рис. 4.1) выполните команду *Geometry* → *Import Geometry* → *Browse* и в появившемся окне укажите путь к файлу твердотельной модели картера ведущего моста в формате *Parasolid* (.x\_t). При этом в текущий проект будет загружена модель картера ведущего моста автопоезда. Подробное рассмотрение принципов создания твердых тел и их экспорта в файлы *Parasolid* на примере *Siemens NX* приведено в лабораторной работе № 1.

Перейдите к редактированию элементов проекта в окне модуля *Mechanical* (рис. 4.10) путем выполнения команды в окне схемы проекта *Model* → *Edit*.

Откорректируйте параметры основной конечно-элементной сетки для картера моста. Для этого, выберите в дереве проекта (рис. 4.10) пункт *Mesh*. В появившемся внизу окне свойств (*Details of...*) во вкладке *Sizing* выберите пункт *Element Size* и установите значение величины конечного элемента от 0,005 – 0,01 м.

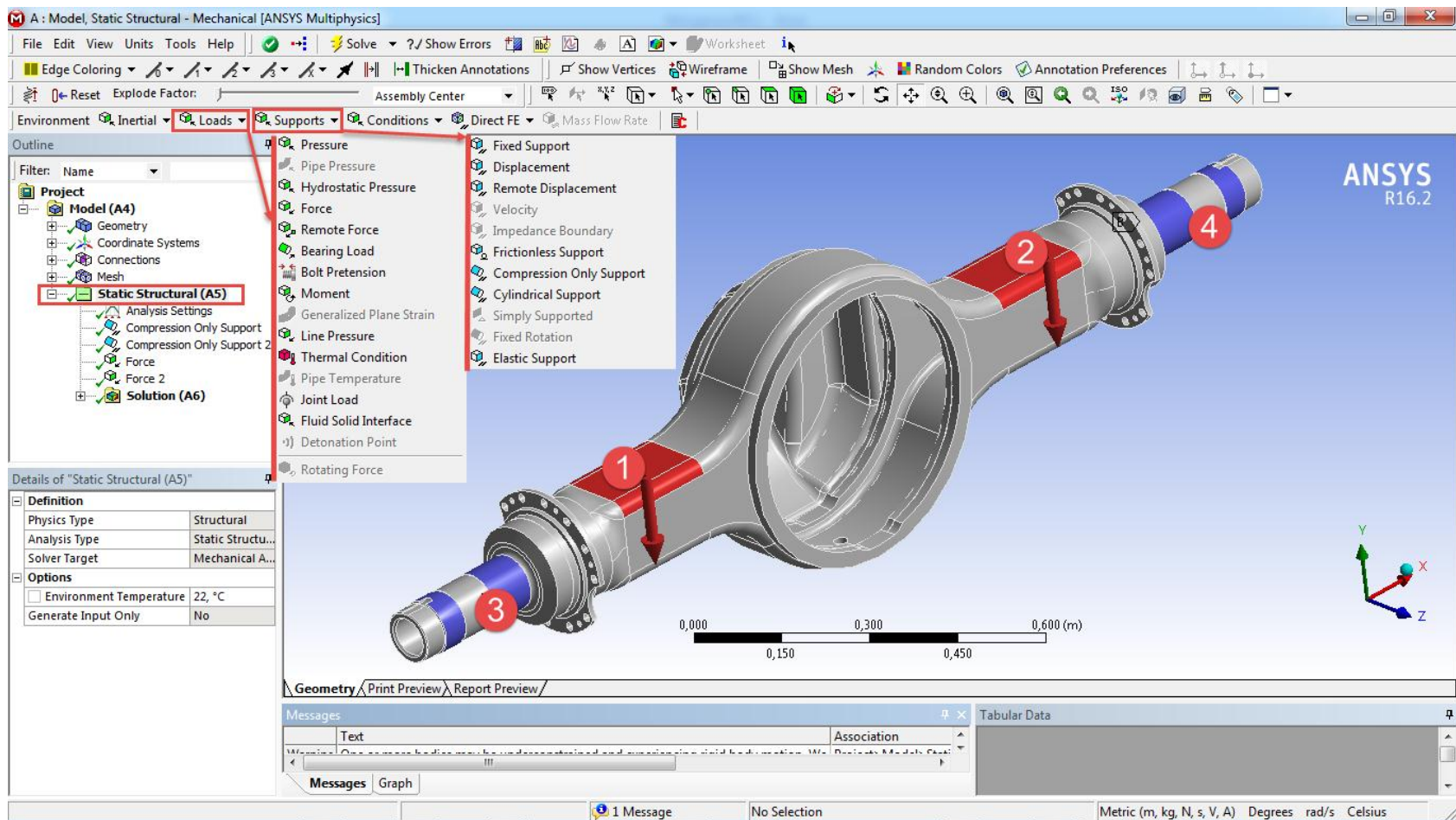
На практике наиболее нагруженными участками картера моста являются опорные цапфы и места перехода к банджо. В этой связи, для повышения точности результатов на данных участках необходимо уменьшить размеры конечных элементов. Для этого, выделите требуемую поверхность моста и используя меню *Mesh Control* на панели инструментов выберите пункт *Refinement*. В окне свойств (*Details of...*) в ветви *Definition* выберите пункт *Refinement* и укажите его величину в пределах от 1 до 3. Проведите аналогичные действия для всех интересующих элементов. Элементы, чей показатель *Refinement* требуется указать одинаковым можно выделить группой (с зажатай на клавиатуре клавишей *Ctrl*). Обратите внимание, что большему значению данного

показателя соответствует меньшая величина конечного элемента в заданной области. После задания параметров сетки следует перейти к ее генерации, для чего в дереве проекта следует выполнить команду *Mesh*→*Generate Mesh*.

Следующим этапом анализа является задание граничных условий действующих на картер моста. Частная схема нагружения моста при равномерном движении автопоезда на горизонтальном участке дороги представлена на рис. 4.13 и содержит вертикально приложенные нагрузки в местах опоры рессор на мост, а также контакта цапф моста со ступицами колес. Для задания вертикальных силовых нагрузок следует перейти в поле *Static Structural* дерева проекта, после чего в пункте меню *Loads* на панели инструментов выполнить команду *Force*. Затем последовательно выбрать каждую область приложения силы и в окне *Details of...* поля *Geometry* нажать кнопку *Apply*. Обратите внимание (рис. 6.3), что нагрузка прилагается не только на горизонтальный участок картера моста, но и на места округления к вертикальным полкам, что обусловлено конструкцией опоры крепления рессоры к мосту.

Величина нагрузки задается в окне *Details of...* в поле *Magnitude*. Возможно задание нагрузки в виде одиночного значения, табличной последовательности или графика. Направление действия вектора силы указывается в поле *Direction*. В случае необходимости приложения многовекторной нагрузки к одной области следует в поле *Define by* заменить значение *Vector* на *Components* и указать величину нагрузки, действующей по каждому из направлений.

После приложения всех действующих нагрузок можно перейти к заданию опор. Последовательность действий при задании опор в рассматриваемой задаче аналогична рассмотренной выше процедуре задания нагрузок. Тип опоры задается в пункте меню *Supports* панели инструментов. Областью приложения нагрузки является вся радиальная поверхность цапфы в местах ее контакта со ступичными подшипниками. Однако при вертикальной нагрузке реакция опоры будет возникать только в нижней части цапфы, в то время как верхняя часть будет разгружена. Для имитации взаимодействия детали с опорой только по поверхности сжатия используется опора *Supports* → *Compression Only Support*. Обратите внимание, что при таком выборе изначально не известно какова окончательная площадь контакта детали с опорой, а также распределение нагрузки по ней. Поэтому решатель будет использовать итерационный поиск решения, что увеличит его длительность.



1, 2 – вертикальная нагрузка и площадки ее приложения, 3, 4 – опоры цапф

Рис. 4.13. Задание граничных условий

После задания всех граничных условий следует перейти к настройкам решателя *Ansys*. Они доступны в окне *Details of «Analysis Settings»* после перехода в поле *Static Structural* → *Analysis Settings* дерева проекта. Структурно выделяются 7 группы параметров решателя: шагов расчета (*Step Controls*), отслеживания работы решателя (*Solver Controls*), остановки и возобновления решателя (*Restart Controls*), отслеживания решений при нелинейных задачах (*Nonlinear Controls*), вывода результатов решения (*Output Controls*), управления анализом данных (*Analysis Data Management*) и визуализации (*Visibility*). При решении текущей задачи особых настроек решателя не требуется, однако ввиду продолжительности решения задачи из-за наличия опоры *Compression Only Support* желательно создать промежуточные точки сохранения результатов расчета. В дальнейшем это позволит возобновить расчет с сохраненного места. Для этого в группе *Restart Controls* окна *Details of «Analysis Settings»* заменим значения поля *Generate Restart Points* с *Programmed Control* на *Manual*, после чего значения полей *Load Step* и *Substep* сменятся *Last*. Теперь, в случае остановки расчета (кнопка *Stop Solutions*) и его сохранения, возобновление расчета будет доступно с последнего пройденного шага расчета. Общее количество шагов указывается в расчете и предварительно задается в группе *Step Controls*. В случае когда необходимо возвратится не к последнему шагу, а к любому из пройденных, то значение поля *Load Step* следует заменить на *All*. При последующем запуске расчета в окне *Details of «Analysis Settings»* в поле *Restart Type* следует выбрать значение *Manual*, а в поле *Current Restart Point* номер интересующего шага для возобновления расчета. Следует обратить внимание на то, что сохранение дополнительных точек расчета вызывает увеличение объема файлов проекта.

Основной файл проекта имеет расширение *.wbpj* и хранит только ссылки на модельные файлы и связи между ними. Вместе с основным файлом проекта на диске создается одноименная папка *\_files*. Рабочие файлы проекта помещаются в папку *dp0*. При решении задач оптимизации, когда требуется варьировать параметрами модели, на каждый вариант расчета автоматически создается папка *dpN*, где *N*-порядковый номер варианта. Модельные файлы проекта имеют следующие расширения:

- файлы геометрической модели (*.agdb*);
- файл конечно-элементной сетки (*.mechdb*);
- файл с результатами решения задачи (*.rst*);
- командный файл *Ansys Workbench*, (*ds.dat*);
- файл с сообщениями об ошибках (*file.err*);
- файл с выходной информацией решателя (*solve.out*).

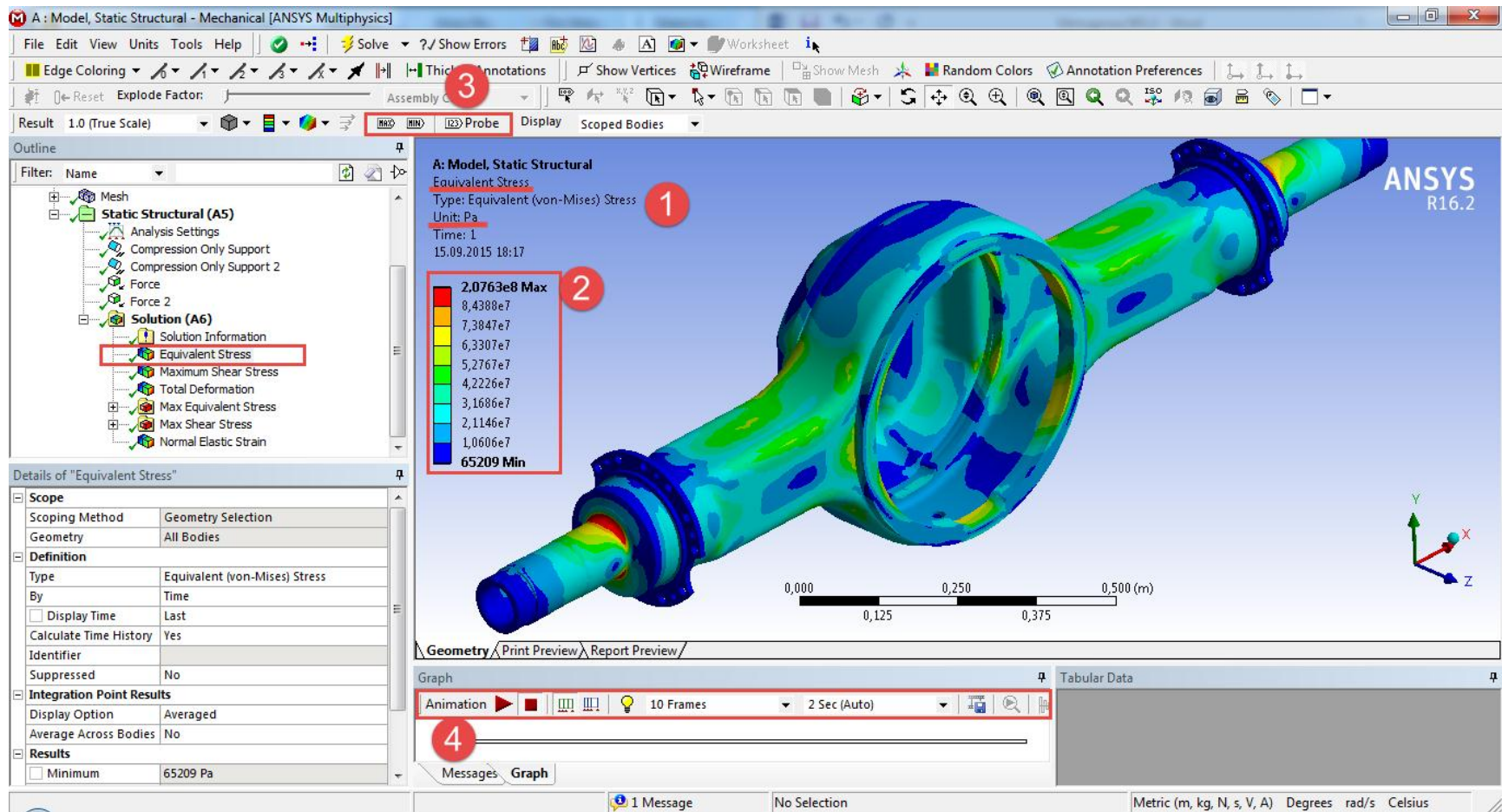


Рис. 4.14. Отображение результатов моделирования

Входные пользовательские файлы, файлы с графиками, диаграммами, полученными по результатам численного решения, хранятся в подкаталоге *user\_files*.

Для запуска решения подготовленной задачи необходимо выбрать в дереве проекта ветвь *Solutions* и выполнить команду *Solve*. Информация о ходе расчета выводится в рабочую зону проекта из ветви *Solution Information*. Сводная информация о проекте представляется внизу рабочей зоны проекта на вкладке *Report Preview*.

В качестве результатов расчета при проведении статического прочностного анализа, как правило, используются значения эквивалентных (*Equivalent Stress*) и нормальных (*Normal Stress*) напряжений, величин общих деформаций (*Total Deformation*), реакций в опорах (*Force Reaction*) и др. Их введение в проект доступно из панели инструментов при активной ветви *Solution* дерева проекта. Для отображения результатов моделирования во вновь введенных группах результатов следует выполнить команду *Solution* → *Evaluate All Results*.

Настройка отображения результатов доступна отдельно для каждой группы. Для примера на рис. 4.14 приведены результаты распределения эквивалентных напряжений (по теории Р.Э. Мизеса) в картере моста.

Наименование отображаемого результата и единицы измерения (1) указываются в рабочей зоне проекта в левом верхнем углу. Структура отображаемой цветовой палитры задается в легенде результатов (2). Вывод дополнительного численного отображения величин напряжений в отдельных точках на картере моста производится из панели инструментов (3) с использованием кнопки *Probe*. Также в случае необходимости в *Ansys Workbench* возможна визуализация последовательного нагружения конструкции и запись видеофайла. Параметры такого отображения и настройка записи возможна из соответствующего поля (4) рабочей зоны проекта.

### **Контрольные вопросы:**

1. Перечислите основные этапы подготовки модели к оценке напряженно-деформированного состояния в Ansys.
2. Как останавливается и возобновляется работа решателя?
3. Назовите основные настраиваемые параметры конечно-элементной сетки.
3. Что называют граничными условиями при оценке напряженно-деформированного состояния конструкций.
4. Перечислите основные настройки решателя Ansys и используемые в нем математические методы.



## Лабораторная работа №5

### Оценка усталостной долговечности отдельных деталей шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench

**Цель работы:** Освоить первичные навыки оценки усталостной долговечности отдельных деталей лесных машин в *Ansys*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Базы данных материалов *Ansys*.
2. Задание и редактирование свойств материалов.
3. Внедрение новых материалов в текущий проект.
4. Особенности оценки усталостной долговечности в *Ansys*.
5. Вывод и оценка результатов моделирования.

#### **Порядок выполнения работы**

Теоретические сведения, методика и практические материалы по оценке усталостной долговечности деталей лесных машин изложены в первой части настоящего пособия. В данной лабораторной работе остановимся на вопросах применения *Ansys* при решении данной инженерной задачи. Исходными данными для проведения такого анализа в *Ansys* являются величины напряжений в конструкции моста (см. лабораторную работу № 6), а также характеристики усталостной долговечности материалов [2, 3].

Как отмечалось в лабораторной работе № 4 введение новых материалов, их физико-механических и усталостных свойств в текущий проект *Ansys* производится в окне модуля управления материалами *Engineering Data Source*.

Для создания и последующего использования в проекте нового материала отмените использование (*Suppress*) материала «по умолчанию» в окне *Outline of...* (2) как показано на рис. 4.3. В окне *Outline of...* (2) создайте новый материал и присвойте ему новое имя. Перейдите в панель инструментов (*Toolbox*) (1). В нашем случае для корректной работы решателя *Ansys* достаточно наличия следующих свойств:

- группы изотропных свойств материала (*Linear Elastic* → *Isotropic Elasticity*) для определения *Ansys* механических характеристик материалов.

- группы параметров кривой усталости материала (*Life* → *Alternating Stress Mean Stress*) для получения результатов усталостной долговечности;

- пределов текучести (*Tensile Yield Strength*) и прочности (*Tensile Ultimate Strength*) материала для вывода основных результатов прочностного анализа;

- плотности материала *Physical Properties*→*Density* для вывода данных о массе конструкции в ветви *Geometry* дерева проекта.

После добавления указанных свойств они появятся в окне *Properties of...* (3). В отмеченных желтым цветом полях указываются соответствующие данные: плотность материала для поля *Density* ( $7800 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$ ), модуль Юнга ( $2\cdot 10^{11} \text{ Па}$ ) для поля *Young's Modulus*, коэффициент Пуассона (0,3) для поля *Poisson's Ratio*.

Для ввода данных о параметрах кривой усталости материала следует перейти в окно *Table of Properties...* (4), где в столбце *Mean Stress* ввести значение  $0 \text{ Па}$ , а в столбцах *Cycles* и *Alternating Stress* количество циклов нагружения и соответствующее ему амплитудное значение напряжения (в Па). Обратите внимание, что в столбце *Mean Stress* определяется величина среднего значения напряжения симметричного цикла нагружения для которого получены данные кривой усталости.

Закройте окно *Engineering Data Source* и запустите модуль *Mechanical*. Созданный вами материал укажите в поле *Assignment* окна *Details of...* ветви *Geometry*. В поле *Solution* дерева проекта запустите решение задачи.

Для вывода данных об усталостной долговечности картера моста следует на панели инструментов модуля *Mechanical* выбрать группу результатов *Tools*→*Fatigue Tool*. В поле *Solution* дерева проекта отобразится одноименная группа результатов (рис. 5.1).

Выполнив команду *Fatigue Tool*→*Insert*→*Life* добавим новый результат в отмеченную группу. Перейдем к настройкам группы *Fatigue Tool* в окне *Details of...* В поле *Materials* → *Fatigue Strength Factor* ( $K_f$ ) установим величину суммарного корректирующего коэффициента для интересующего участка картера моста. Данный коэффициент представляет собой обобщение поправочных коэффициентов рассмотренных в первой части настоящего пособия. Для задания характеристики цикла нагружения перейдем в поле *Loading* → *Type*. В *Ansys* доступны следующие циклы нагружения (рис. 5.2):

- отнулевой (*Zero-based*)  $R = 0$ ;
- симметричный (*Fully Reversed*)  $R = -1$ ;
- асимметричный с заданной величиной коэффициента  $R$  асимметрии (*Ratio*);
- по данным цикла нагружения предварительного расчета (*History Data*).

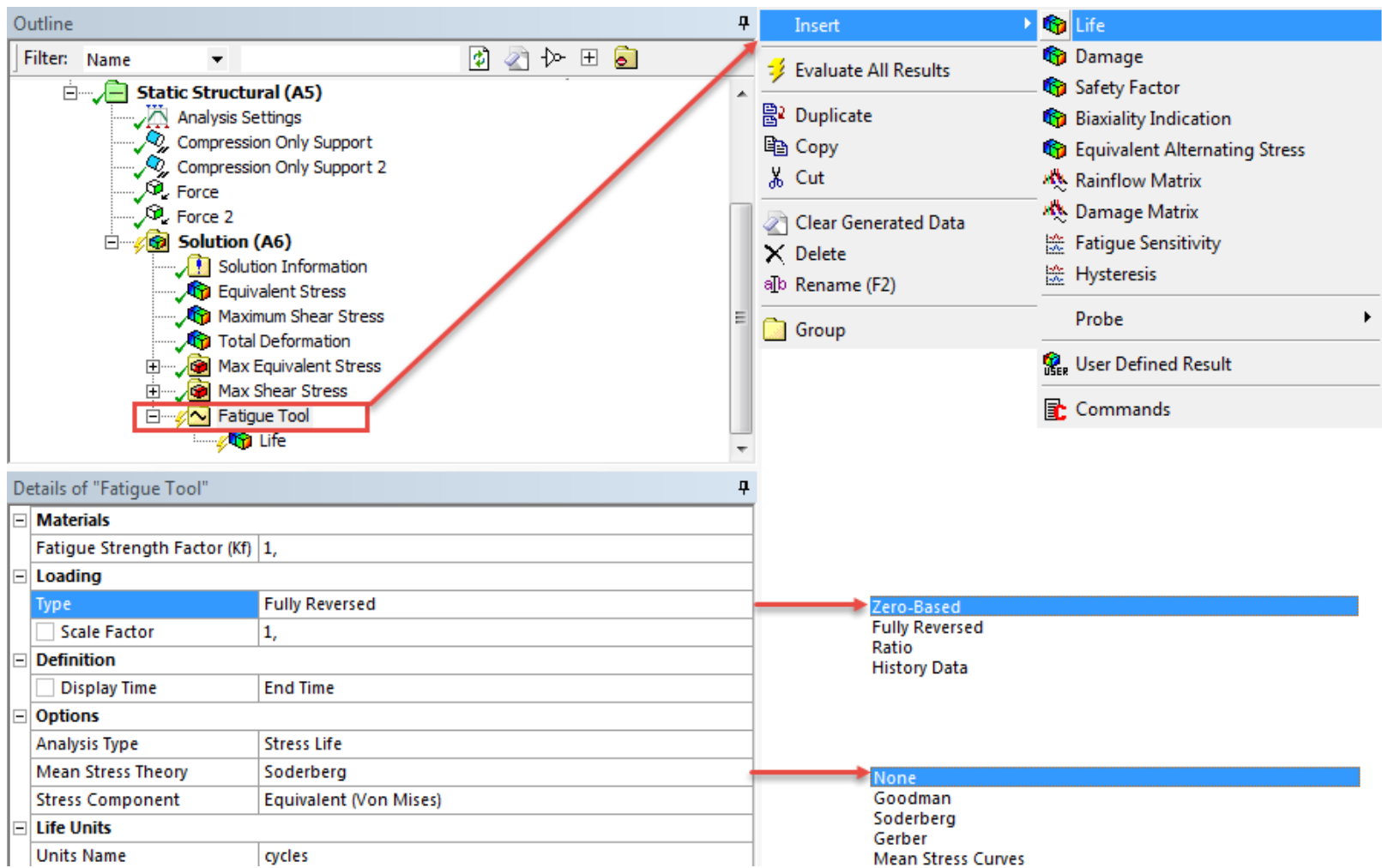


Рис. 5.1. Формирование и настройка группы результатов *Fatigue Tool*

В поле *Options* окна *Details of...* возможен выбор корректирующих кривых, которые отражают неравномерность снижения выносливости материала при увеличении амплитудных значений напряжений. *Ansys* позволяет использовать теории: Гудмана (*Goodman*), Зодерберга (*Soderberg*), Гербера (*Gerber*), а также применять кривые изменения разрушающей способности напряжений для различных показателей асимметричности цикла *R* (*Mean Stress Curves*), или отказаться от использования данных теорий (*None*). В поле *Stress Component* можно изменить составляющую тензора напряжений которая будет приниматься при расчете усталостной долговечности. «По умолчанию» в *Ansys* принята величина эквивалентных напряжений рассчитанных по теории Р. Э. Мизеса (*Equivalent von Misses*)  $\sigma_e$

$$\sigma_e = \sqrt{0,5 \left[ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]}$$

где  $\sigma_i$  – величины главных напряжений, МПа.

Перейдя в поле *Life* группы *Fatigue Tool* выберем интересующую область поверхности картера моста и обновим результаты расчета используя команду *Solution* → *Evaluate All Results*. Исходные данные для расчета лабораторной работы по вариантам приведены в приложении 2.

### Контрольные вопросы:

1. Поясните разницу между терминами «предел выносливости детали» и «предел выносливости материала».
2. Поясните понятия цикл нагружения. Что называется коэффициентом асимметрии цикла? В каком диапазоне он изменяется?
3. Перечислите основные этапы расчета усталостной долговечности деталей в *Ansys*.
4. В чем заключаются основные отличия в применении расчетных методик оценки усталостной долговечности изложенной в Части 1 настоящего пособия и основанной на использовании встроенных в *Ansys* методов?
5. Перечислите свойства материалов которые необходимо вести в библиотеку *Engineering Data Source* для выполнения расчета усталостной долговечности картера ведущего моста.
6. Какой из модулей *CAE Ansys* используется при оценке усталостной долговечности конструкций? Перечислите его основные достоинства и недостатки.

## **Лабораторная работа №6**

### **Оценка напряженно-деформированного состояния сборных конструкций шасси и технологического оборудования лесных машин в Ansys Workbench**

**Цель работы:** Освоить навыки оценки усталостной долговечности сборных конструкций шасси и технологического оборудования лесных машин в *Ansys*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Анализ схемы нагружения сборных конструкций.
2. Настройка параметров сопряжений деталей.
3. Особенности расчета контактного взаимодействия деталей.
4. Порядок моделирования болтовых и шпилечных соединений.
5. Особенности настройки решателя *Ansys*.

#### **Порядок выполнения работы**

Особенностями моделирования напряженно-деформированного состояния сборных конструкций является необходимость учета контактного взаимодействия деталей, наличие в расчете нескольких последовательных шагов нагружения, длительность расчета ввиду применения итерационного метода поиска решения. Решение задачи моделирования напряженно-деформированного состояния сборной конструкций рассмотрим на примере ранней конструкции двухступенного шарнира сочленения полурам форвардера Амкодор – 2662 схема которого приведена на рис. 6.1.

Первоочередной задачей моделирования является предварительный анализ конструкции и схемы ее нагружения, который позволяет выявить их особенности и в последующем учесть их при моделировании. Так, рассматриваемая конструкция состоит из горизонтального шарнира (1) и части вертикального шарнира (4) находящейся на технологической полураме. Соединение вертикального шарнира и трубы горизонтального шарнира осуществляется посредством 16 винтов *M 20-6gX60* (6). Между вертикальным шарниром и передним подшипником (3) горизонтального шарнира (1) установлена упорная шайба (5).

Шарнирное сочленение полурам форвардера может работать в двух режимах в зависимости от выполняемой операции. При движении форвардера сочленение разблокировано и труба горизонтального шарнира (1) свободно вращается в подшипниках (2) и (3). На погрузочно-разгрузочных операциях шарнирное сочленение блокируется посредством 2-

х гидроцилиндров. Одной стороной гидроцилиндры взаимодействуют с проушинами части вертикального шарнира находящейся на технологической полураме, а другой с проушинами на самой полураме. Принудительное запираение гидравлической жидкости в гидроцилиндрах приводит к его блокированию.

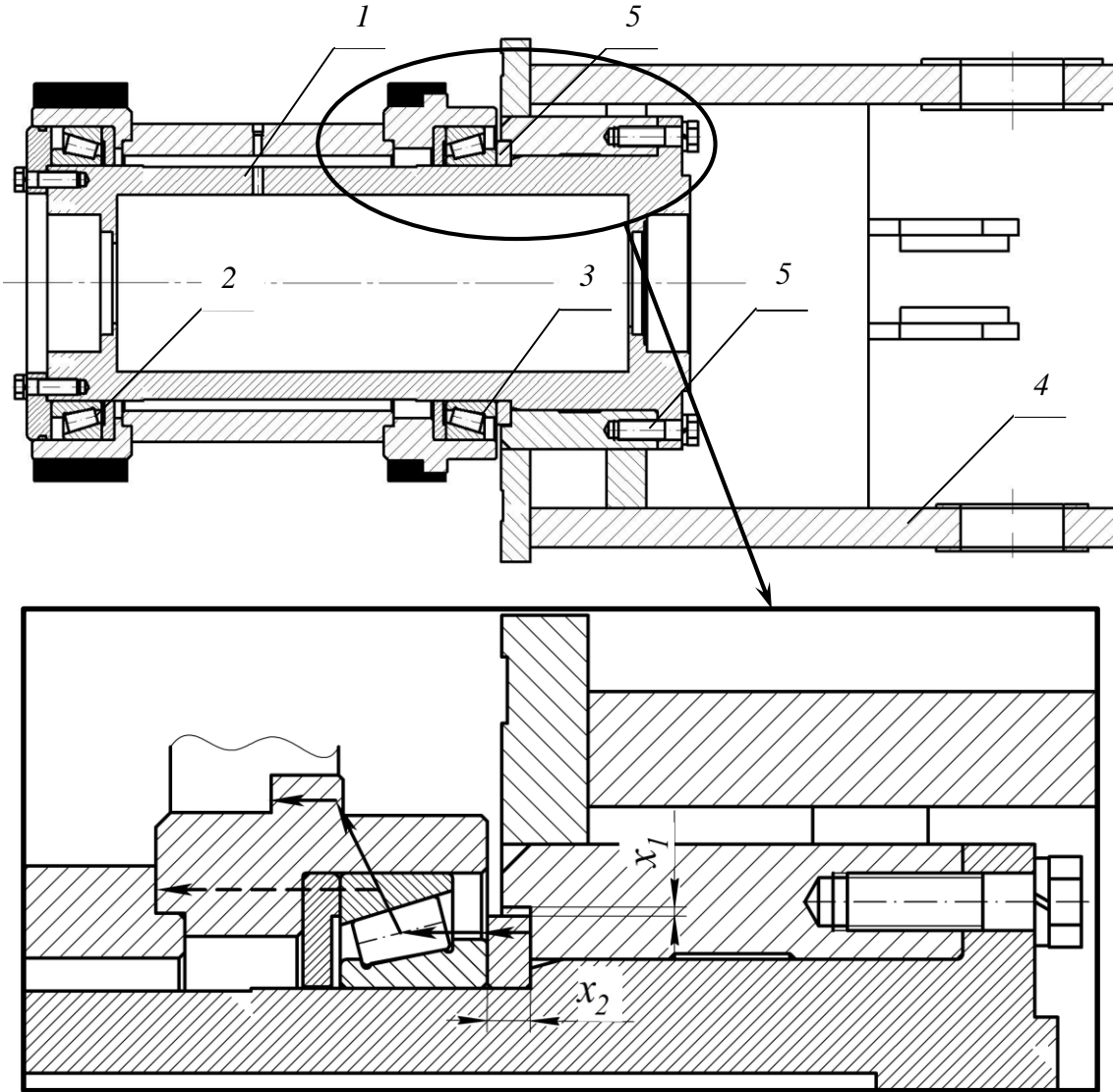


Рис. 6.1. Конструкция шарнира сочленения полурам

Рассмотрим случай работы шарнирного сочленения в заблокированном состоянии (рис. 6.1). Детали шарнирного сочленения испытывает нагрузки изгиба, кручения, сдвига и растяжения-сжатия.

Обратите внимание, что между упорным кольцом (5) и вертикальным шарниром существует гарантированный монтажный зазор  $x_1$ . По-

этому упорное кольцо (5) переднего подшипника не воспринимает вертикальные нагрузки. В результате этого между внутренней обоймой подшипника (3) и упорной кромкой трубы (1) образуется безопорный зазор  $x_2$ , а со стороны сжатия трубы (для форвардера Амкодор-2662, как правило, в верхней ее части) происходит прижатие опорного кольца (5) к внутренней обойме подшипника (3).

С учетом изложенного приступим к моделированию работы конструкции шарнирного сочленения. Загрузим в проект геометрию деталей сборки из файла *Sharnir\_amko\_2662.x\_t*. Отметим, что рассматриваемая конструкция изначально упрощена и состоит из 2-х соединяемых деталей: вертикального и горизонтального шарниров и 16 винтов, каждый из которых состоит из головки и ножки (рис. 6.2).

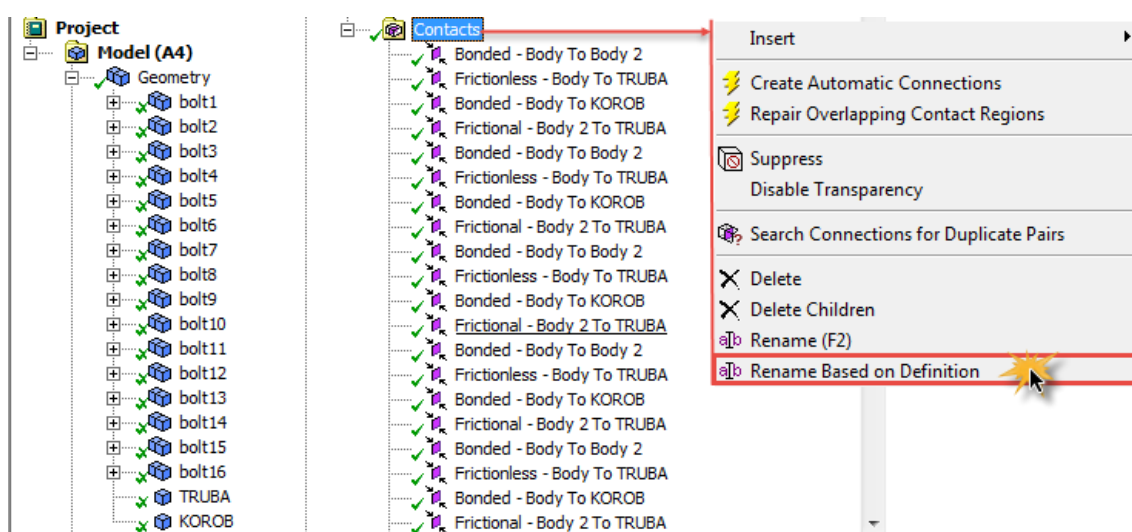


Рис. 6.2. Порядок изменения имен деталей и контактов

При наличии нескольких деталей в дереве проекта автоматически формируется новая группа *Connections* с подгруппой *Contacts* (рис. 6.2). В подгруппе *Contacts* отдельно указывается каждое контактное взаимодействие пары деталей или поверхностей. Подгруппа также позволяет редактировать, удалять существующие контакты и добавлять новые. «По умолчанию» все контакты в подгруппе *Contacts* имеют тип контакта *Bonded* (жесткий), т.е. детали соединены между собой неподвижно. Кроме того все детали в группе *Geometry* имеют имя *Part* с дальнейшим указанием порядкового номера детали, а в случае если деталь состоит из нескольких тел то их имена – *Body*. Поэтому наименование контактного взаимодействия детали в подгруппе *Contacts* «по умолчанию» имеет вид *Bonded – Part\_to\_Part 2*.

Переименуем детали проекта в группе *Geometry*, а затем используем команду *Rename Based on Definition* в подгруппе *Contacts* для изменения имен контактов согласно новым именам деталей.

Для настройки параметров контактного взаимодействия деталей перейдем в окно *Details of...* в котором доступны 4 группы параметров (рис. 6.3). В группе *Scope* производится задание контактных поверхностей соприкасаемых тел. Если указанию контактных поверхностей мешают другие тела, то можно на время «скрыть»/«показать» их путем выбора в группе *Geometry* дерева проекта и выполнения команды *Hide Body/Show Body*.

Поверхности первого тела называются контактными (жесткими, *Contact Bodies*), а второго – целевыми (пластичными, *Target Bodies*). Разделение на контактные и целевые поверхности в *Ansys* не случайно. Обусловлено оно вводимыми в решатель ограничениями на глубину проникновения точек контактной поверхности в целевую. Если жесткость поверхностей близка, то такой контакт называют симметричным и взаимопenetрование поверхностей в нем отсутствует. Если же жесткость различна, то контакт целевой (пластичной) поверхности с контактной (жесткой) называют ассиметричным. Настройку поведения контактных поверхностей задают в поле *Behavior* группы *Definition*. «По умолчанию» в *Ansys* задан симметричный контакт поверхностей.

Перейдем к настройкам поверхностного взаимодействия контактных поверхностей. В *Ansys* доступны следующие типы контактов (поле *Type* группы *Definition*): смежные точки на поверхностях не отделимы друг от друга (*Bonded*), контакт без отрыва от поверхности (*No Separation*), контакт без трения (*Frictionless*), взаимодействие жестких тел (*Rough*), фрикционное взаимодействие *Frictional*, а также контакт (*Forced Frictional Sliding*). Наглядная характеристика каждого типа контакта приведена в табл. 6.1.

Выберем типы контакта для рассматриваемой конструкции шарнирного сочленения. Во взаимодействии ножки болта с трубой горизонтального шарнира установим тип контакта *Bonded*. В области контакта отверстий фланца трубы с ножкой болта, а также трубы горизонтального шарнира со смежными поверхностями вертикального шарнира зададим тип контакта *Frictionless*. На поверхности контакта головок болта с поверхностью вертикального шарнира выберем тип контакта *Frictional*. Коэффициент трения установим равным 0,4 – 0,6.



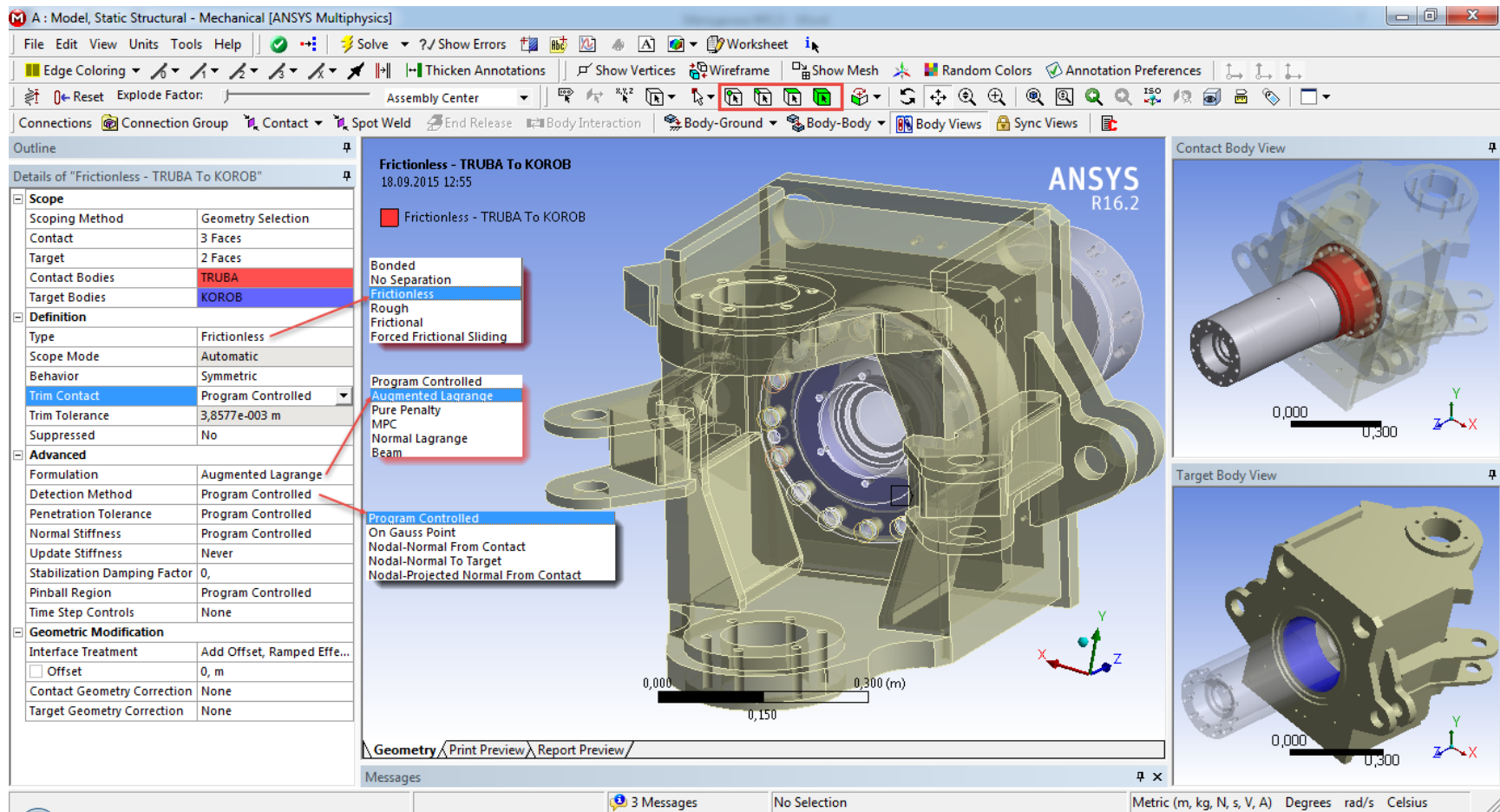


Рис. 6.3. Настройка параметров контактного взаимодействия деталей

Характеристика типов контактов деталей

№ п.п.	Наименование типа контакта	Требуемое количество итераций в расчете	Возможность отрыва от поверхности	Возможность скольжения по поверхности	Замечания по применению
1	<i>Bonded</i>	1	нет	нет	симметричный
2	<i>No Separation</i>	1	нет	есть	симметричный
3	<i>Frictionless</i>	множество	есть	есть	симметричный
4	<i>Rough</i>	множество	есть	нет	асимметричный
5	<i>Frictional</i>	множество	есть	есть (с заданным коэффициентом трения)	симметричный
6	<i>Forced Frictional Sliding</i>	множество	есть (трение между поверхностями сохраняется)	есть (с заданным коэффициентом трения)	симметричный

Для выбора модели описывающей контакт поверхностей перейдем в группу *Advanced*. Таких моделей в *Ansys* всего 5: метод штрафов (*Pure Penalty*), расширенный метод Лагранжа (*Augmented Lagrange*), метод *MPC*, нормальный метод Лагранжа (*Normal Lagrange*) и метод *Beam*. В практике прочностного анализа чаще других применяется расширенный метод Лагранжа (*Augmented Lagrange*). Метод штрафов задает высокую жесткость в месте контакта, что может привести к плохой сходимости итерационного вычисления. Метод *MPC* используется только для контактов типа *Bonded*. В нем среди прочих добавляются уравнения которые ограничивают движение деталей, и исключают их относительное перемещение в зоне контактного взаимодействия. Подробнее о сути каждого из отмеченных методов можно узнать из специальной литературы [4, 5].

Для поиска контактных взаимодействий *Ansys* использует функцию *Pinball Region* в группе *Advanced*. При ее указании зона поиска контакта между деталями задается шаром задаваемого радиуса. Кроме того, указанная функция позволяет автоматически закрыть взаимное проникновение поверхностей деталей в контактах типа *Bonded* и *No Separation* если расстояние между поверхностями меньше значения *Pinball Region*. «По умолчанию» значение *Pinball Region* выбирается автоматически. Задав параметры контактного взаимодействия перейдем к построению конечно-элементной сетки.

Общие принципы ее построения аналогичны рассмотренным в лабораторной работе №8. Остановимся только на особенностях построения сетки в сборках.

С целью улучшения сходимости расчета и повышения его точности следует уменьшить размер конечных элементов на границах контактирующих деталей. Для этого выделим группу *Mesh* дерева проекта и в панели инструментов выполним команду *Mesh Control*→*Contact Sizing* после чего в указанной группе появится соответствующее поле. Задание контактной группы происходит окне *Details of...* (поле *Contact Region* группы *Scope*) путем ее выбора из раскрывающегося списка. В поле *Element Size* группы *Definition* для каждой группы контактов *Frictionless* и *Frictional* зададим размер конечного элемента равный 0,002 – 0,005 м. Для контактов типа *Bonded* оставим величину сетки без изменения.

Ответственным этапом подготовки задачи к решению является правильное приложение граничных условий в виде нагрузок, ограниченных перемещений и опор.

Для моделирования работы радиально упорных подшипников возможно использование 2-х вариантов опор: *Compression Only Support* и *Cylindrical Support*. Использование опоры *Compression Only Support* позволяет запретить перемещение детали в направлении ее прижатия к опорной поверхности. При этом отрыв от поверхности допускается. Таких. В рассматриваемой конструкции необходимо ввести 3 таких опоры. 2 из них для радиального перемещения подшипников, а третья на поверхности контакта упорного кольца и переднего упорного подшипника. Общий вид сформированной опоры приведен на рис. 6.4.

Ввиду того, что опоры *Compression Only Support* требуют использования нелинейного итерационного решателя время решения значительно увеличивается. Для сокращения времени решения можно вместо опор *Compression Only Support* ограничивающих перемещение в радиальном направлении ввести опору типа *Cylindrical Support*. При этом в настройках параметров каждой из опор (окно *Details of...*) следует указать следующие значения группы *Definition*: *Radial=Fixed*, *Axial=Free*, *Tangential=Free*. Это позволит ограничить перемещение в подшипниках только в радиальном направлении, а в осевом и тангенциальном освободить.

Моделирование предварительной затяжки болтов производится с использованием команды *Load*→*Bolt Pretension* (рис. 6.5).

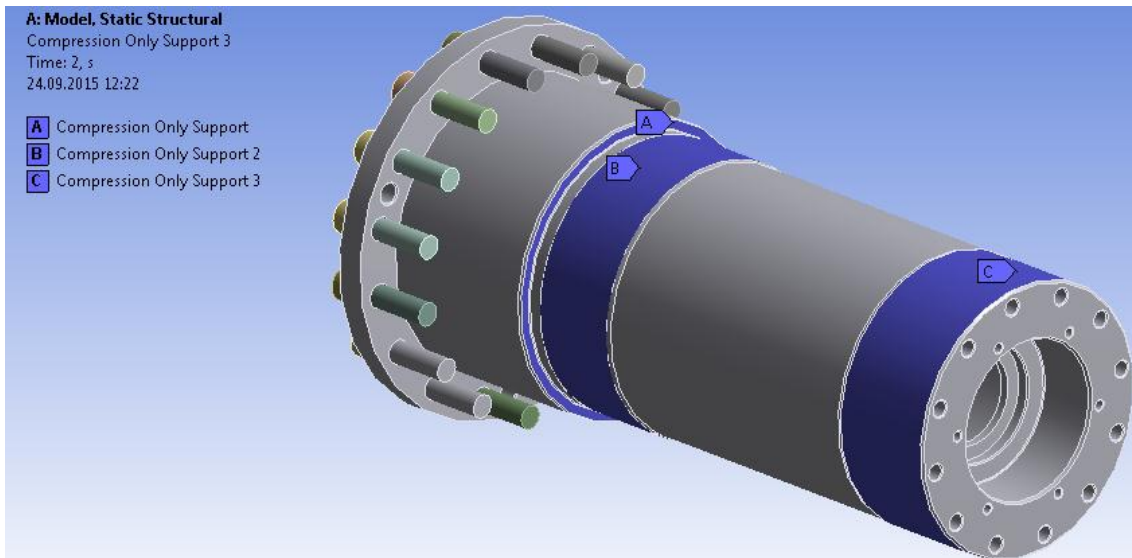
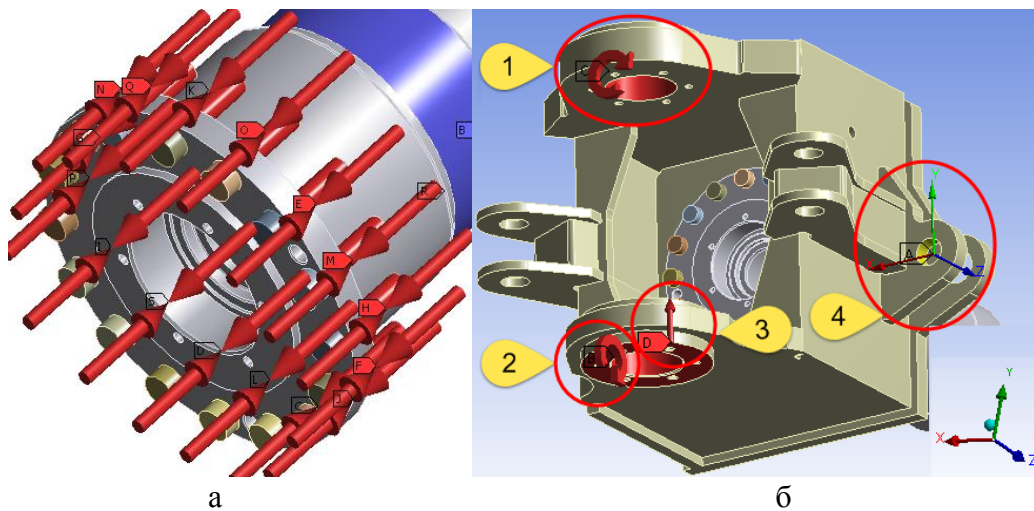


Рис. 6.4. Моделирование опор трубы горизонтального шарнира

В качестве поверхности приложения предварительной нагрузки задается ножка винта. Величина предварительной затяжки указывается в поле *Definition*→*Preload* окна *Details of...*



а –предварительная затяжка болтов,

б – внешние нагрузки и ограничения перемещений

1 – крутящий момент, 2 – изгибающий момент, 3 – вертикальная нагрузка,

4 – ограничение перемещений

Рис. 6.5. Моделирование нагрузок

После задания предварительной затяжки каждого из болтов можно перейти к введению внешних нагрузок. Для моделирования работы шарнирного сочленения в заблокированном состоянии в качестве

внешних нагрузок используем: *Load*→*Moment* (для момента кручения и изгиба), *Load*→*Force* (для вертикальной нагрузки) и *Supports*→*Remote Displacement* (для моделирования работы гидроцилиндров блокировки шарнира).

Обратите внимание на площадки приложения сил. Изгибающий и крутящий момент действуют на поверхность отверстий, предназначенных под установку соединительных пальцев (рис. 6.5). Вертикальная реакция прилагается только к нижней проушине, как показано на рис. 6.5 б. Следует учесть, что значения внешних нагрузок указываются для момента времени 2 (окно *Tabular data*). В момент времени 1 к системе прикладывается только предварительная затяжка болтов, само винтовое соединение «закрывается», а система переходит к расчету действия внешних нагрузок на сформированную модель.

Ограничение поворота шарнира задается путем введения удаленной опоры *Remote Displacement* (рис. 6.5 б, поз. 4). В окне *Details of...* данной опоры следует разрешить перемещение опоры в любом направлении кроме вращения относительно оси *Z* локальной системы координат (*Details of... → Definition → Rotation Z = 0*). При этом вращение следует ограничить для моментов времени 1 (прикладывается предварительная затяжка болтов) и 2 (прикладываются остальные нагрузки). Для задания точки относительно которой действует ограничение перейдем в поле *Details of... → Scope → Location* и укажем отверстие в трубе горизонтального шарнира.

Последующие действия по проведению расчета аналогичны рассмотренным в лабораторной работе № 4. Исходные данные для расчета приведены в приложении 2.

### **Контрольные вопросы:**

1. Назовите основные типы контактов деталей в *Ansys*. Перечислите основные модели описывающие контакт поверхностей деталей в *Ansys*. В чем заключаются их достоинства и недостатки?
2. Перечислите использованные в лабораторной работе граничные условия. От чего зависит их выбор?
3. Поясните выбор расчетных случаев оценки напряженно-деформированного состояния конструкции шарнирного-сочленения полурам форвардера. Как сказывается выбор расчетного режима на задании граничных условий в *Ansys*.
4. Поясните понятие «итерация». От чего зависит количество выполняемых итераций при проведении расчета напряженно деформированного состояния отдельной детали и сборной конструкции?

## Лабораторная работа № 7

### Моделирование динамики манипулятора харвестера в Ansys Workbench

**Цель работы:** Освоить навыки моделирования и анализа динамики манипулятора харвестера в *Ansys*.

#### **Рассматриваемые вопросы:**

1. Особенности моделирования динамики манипулятора в *Ansys*.
2. Настройка параметров сопряжений деталей.
3. Особенности ввода исходных данных в модель
4. Вывод результатов моделирования.
5. Оценка напряженно-деформированного состояния деталей манипулятора при моделировании его динамики.

#### **Порядок выполнения работы**

Запустим *Ansys* и выберем в окне инструментов пункт *Rigid Dynamics* (динамика твердого тела). Загрузим в проект (поле *Geometry* окна схемы проекта) предварительно созданную в *NX* и сохраненную в формате *Parasolid* (.x\_t) твердотельную модель манипулятора. Для ввода параметров модели перейдем из поля *Model* в окно *Mechanical*.

Раскроем ветвь *Geometry* дерева проекта. Представленные ранее в *NX* составные элементы манипулятора теперь разделены на отдельные детали, имеющие свои собственные системы координат. Параметры жесткости этих деталей в поле *Stiffness Behavior* окна *Details of...* имеют значение *Rigid* (твердый) вместо *Flexible* (упругий), как при моделировании напряженно-деформированного состояния (*Static Structural*). Переименуем данные детали в соответствии названием конструкции к которой они относятся. При этом пальцам шарниров дадим отдельные имена с порядковым номером: «шарнир 1», «шарнир 2» и т.д.

Следующим этапом моделирования динамики манипулятора является задание ограничений на кинематические связи между его деталями. Они задаются в ветви *Connections* дерева проекта при помощи введения в нее группы *Joints* (шарниры).

Перейдем в ветвь *Connections* и удалим из нее группу *Contacts*. С использованием кнопки *Connection Group* на панели инструментов создадим в ветви *Connections* новую группу *Contacts*. В поле *Definitions* → *Connections Type* окна *Details of...* вместо *Contact* выберем *Joint*. Для автоматического поиска контактов выполним команду *Contacts* → *Create Automatic Connections* (рис. 7.1), после чего группа *Contacts* будет автоматически переименована в группу *Joints*.

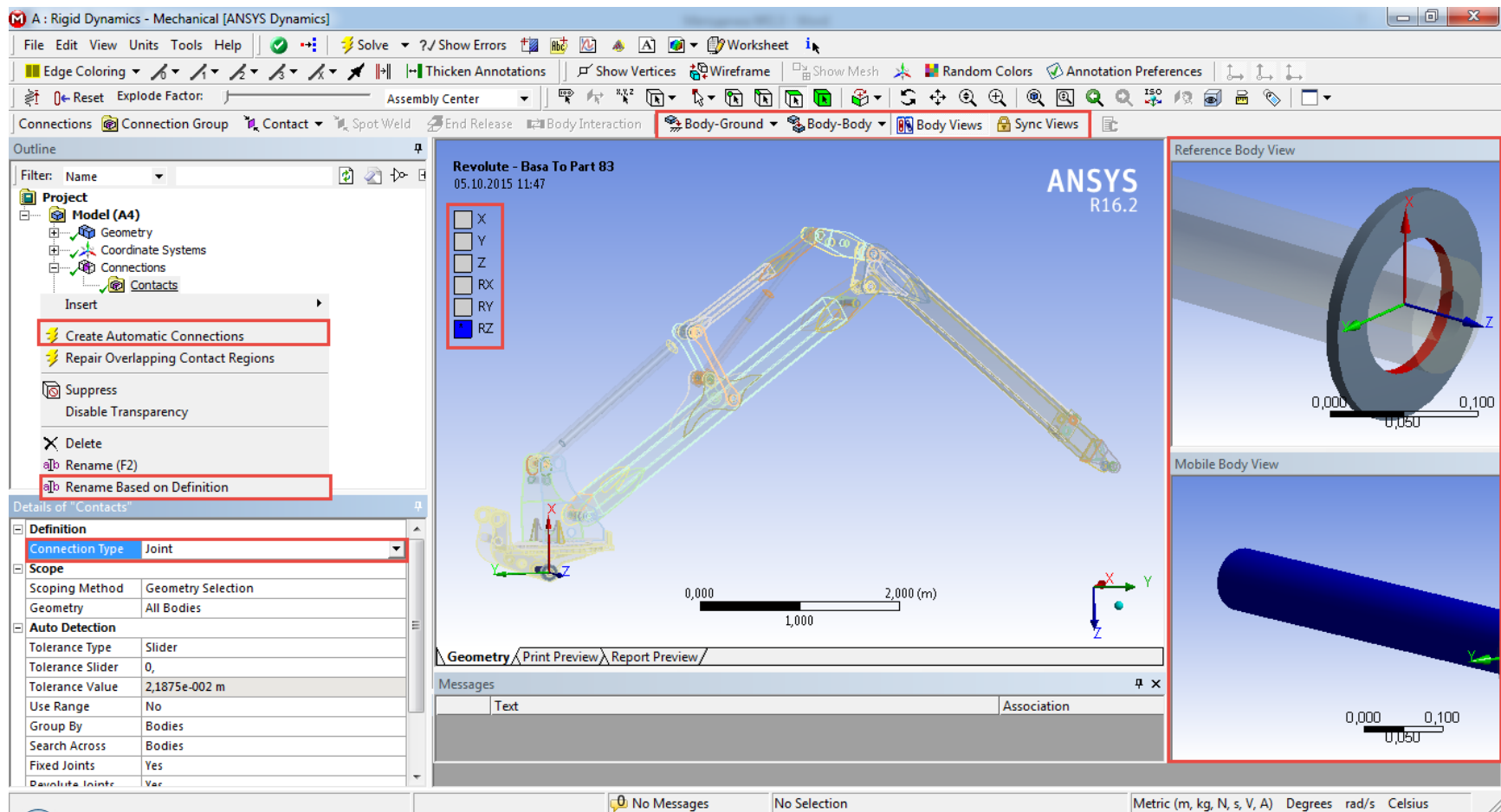


Рис. 7.1. Моделирование кинематических пар

Зададим имена соединений в соответствии с именами деталей с помощью команды *Joints* → *Rename Based of Definitions*. «По умолчанию» всем найденным контактам *Ansys* присваивает тип связи *Revolute* (вращение) или *Fixed* (фиксированный, неподвижный). Контактующие поверхности деталей шарнира отображаются в окнах *Reference Body View* и *Mobile Body View*. Задание контактирующих поверхностей производится в окне *Details of...* для каждого контакта.

В рассматриваемой нами конструкции манипулятора тип связи *Fixed* применим лишь к деталям отдельных сборочных элементов. К примеру все детали наклонной платформы или стрелы манипулятора соединены между собой неподвижно (*Fixed*). Другие связи деталей манипулятора имеющие тип *Fixed* и не относящиеся к одному сборочному элементу должны быть удалены из группы *Joint* как ошибочно найденные.

Тип связи *Revolute* применим для цилиндрических шарниров соединяющих рукоять со стрелой, стрелу с поворотной станиной и т.д. Штоки и корпуса гидроцилиндров манипулятора должны иметь не только возможность поворота относительно продольной оси, но и скольжения вдоль нее. Для этого должен быть применен тип связи *Cylindrical*. Смена типа каждой связи выполняется в поле *Definitions* → *Connections Type* окна *Details of...* При этом налагаемые на связь ограничения (допускаемые перемещения и вращения относительно осей) отображаются в рабочей зоне проекта (рис. 7.1).

Моделируемая конструкция должна быть неподвижно закреплена в пространстве. Для этого хотя бы одна из деталей должна иметь контакт с опорной поверхностью (*Body-Ground*). В нашем случае для такого вида связи зададим тип *Revolute*. Введение связи такого типа осуществляется с помощью соответствующей группы на панели инструментов (рис. 7.1) и задания контактирующего тела.

Оценка соответствия кинематики модели манипулятора его реальной конструкции производится путем перемещения выбранного элемента шарнира с помощью команды *Configure* на панели инструментов и последующего выбора вектора перемещения. Конечное положение конструкции можно зафиксировать нажатием кнопки *Assemble* (рис. 7.1).

После формирования связей между деталями выполним генерацию «конечно-элементной сетки» *Mesh* → *Generate Mesh* и перейдем к заданию действующих на модель нагрузок.

При моделировании динамики жестких тел нагрузки могут прилагаться только в обусловленных ранее шарнирах. В качестве примера зададим нагрузки и ограничения для поворотной платформы (вращение) и гидроцилиндров стрелы (выдвижение) (рис. 7.2).



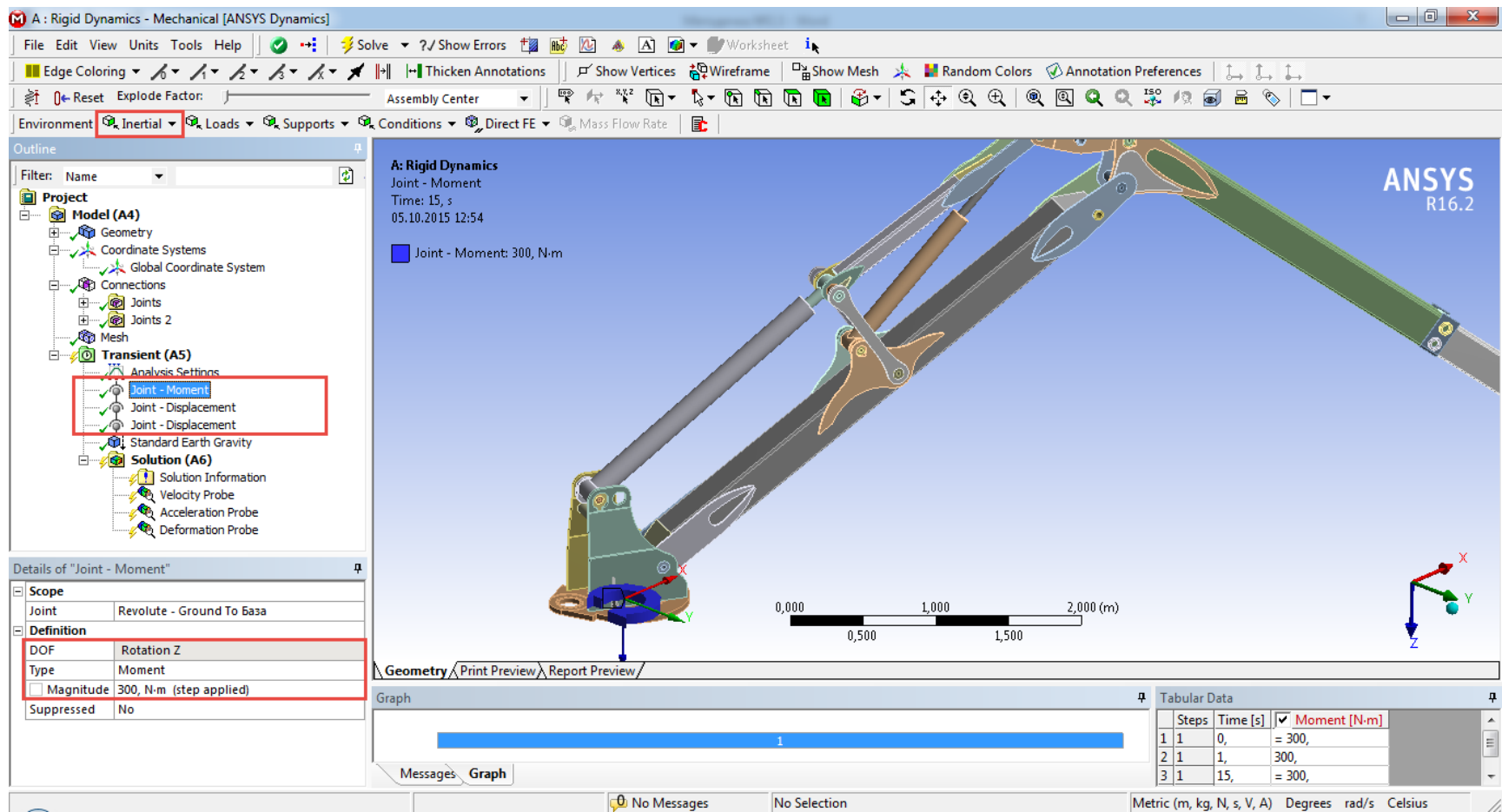


Рис. 7.2. Задание нагрузок и ограничений в шарнирах

Для этого перенесем шарнир связи поворотной платформы с опорной поверхностью (*Ground to...*) и шарниры гидроцилиндров с типом связи *Cylindrical* из ветви *Connections – Joints* в ветвь *Transient* дерева проекта (рис. 7.2).

При моделировании динамики твердых тел *Ansys* позволяет задавать следующие типы нагрузок:

- Силы (*Force*) и моменты (*Moment*);
- Перемещения (*Displacement*) и вращения (*Rotation*);
- Линейные (*Velocity*) и угловые (*Rotation Velocity*) скорости;
- Линейные (*Acceleration*) и угловые (*Rotation Acceleration*) ускорения.

Тип нагрузки задается в окне *Details of...* путем последовательного выбора вектора приложения нагрузки *Definition* → *DOF* и ее типа *Definition* → *Type*. Для шарнира поворотной платформы выберем вектор приложения нагрузки (*Rotation Z*), тип нагрузки *Moment* и зададим ее величину. Так же зададим скорость (*Velocity*) выдвижения штоков гидроцилиндров стрелы вдоль оси *Z* либо перемещение в данном шарнире *Displacement*. Заметьте, что в последующем любой вид нагрузки может быть заменен.

На ряду с заданными нагрузками введем из панели инструментов действие силы гравитации на конструкцию манипулятора *Inertial*→*Standard Earth Gravity*. Направление действия силы гравитации укажем в поле *Direction* окна параметров *Details of...*

Перейдем к настройкам решателя *Ansys* в поле *Analysis Settings*, а далее в окно его параметров *Details of...* В поле *Step end time* группы *Step Controls* зададим конечное значение времени расчета в секундах. В поле *Time Integration Type* группы *Solver Controls* выберем метод интегрирования уравнений сформированных в системе *Ansys*. Обратите внимание, что в качестве метода «по умолчанию» *Ansys* предлагает использовать метод Рунге-Кутты 4-го порядка точности. Сравните продолжительность поиска решений с помощью различных методов и разницу между полученными результатами.

Вывод результатов решения добавляется в группу *Solution* из меню *Probe* панели инструментов. В качестве примера добавим из данного меню результаты *Velocity* (скорость), *Acceleration* (ускорение) и *Deformation* (деформация). Для каждого из результатов укажем требуемую точку на кинематической модели манипулятора (рис. 7.3).

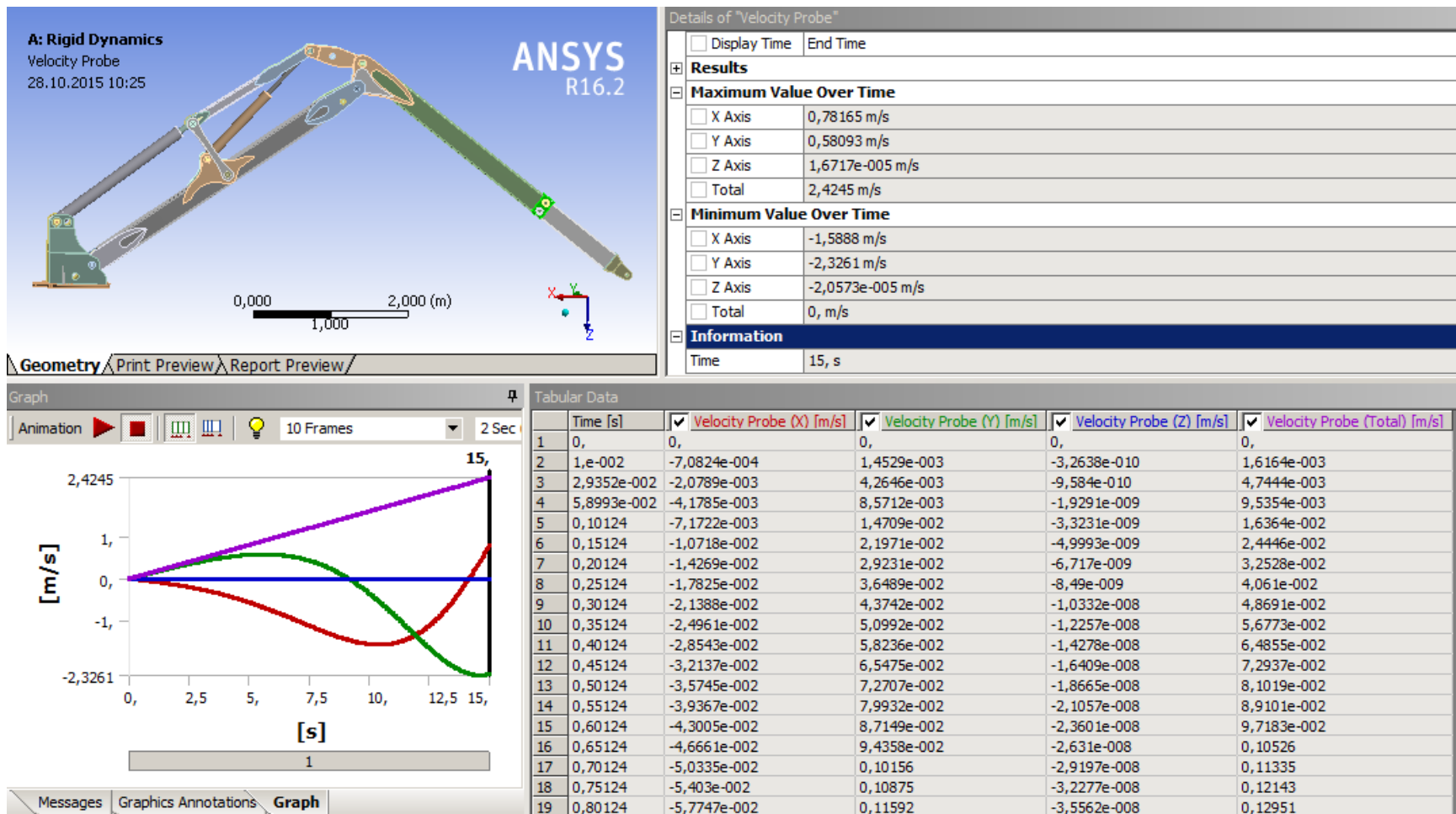


Рис. 7.3. Вывод результатов расчета

После выполнения команды *Solution* → *Evaluate All Results* в соот-

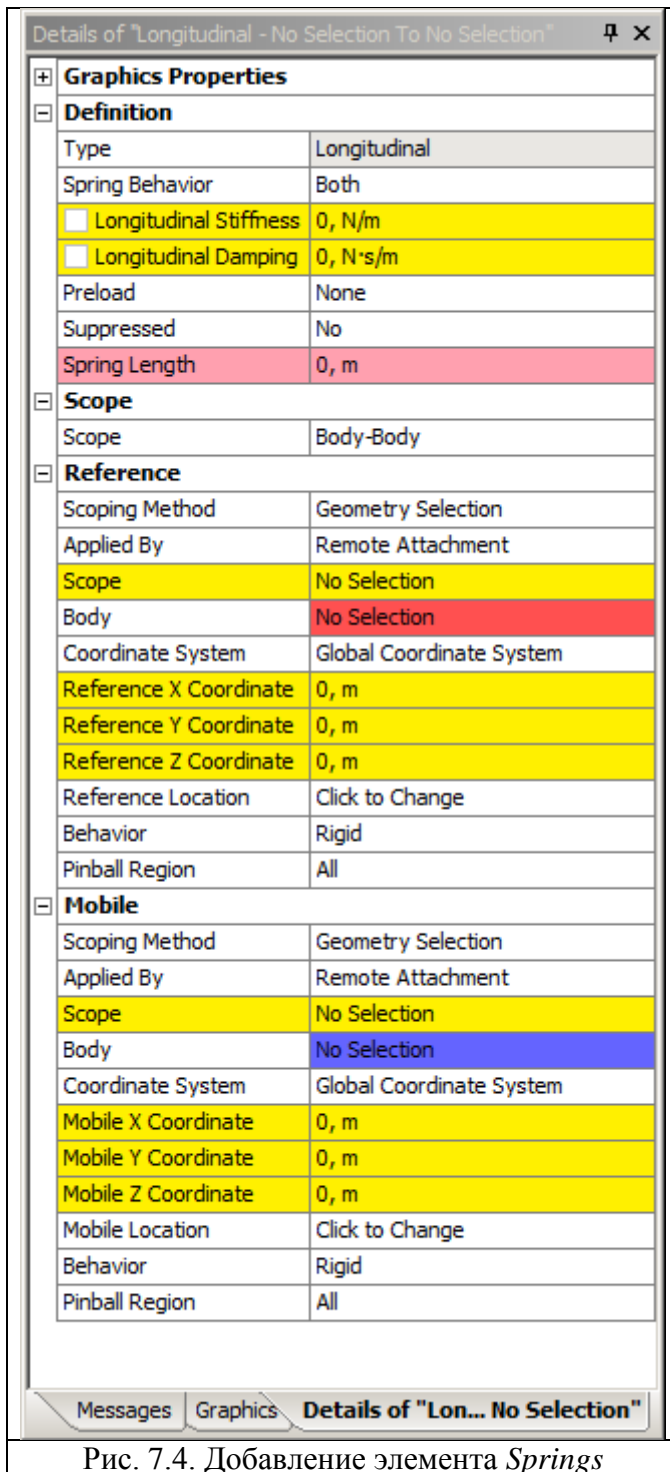


Рис. 7.4. Добавление элемента *Springs*

*Connections* дерева проекта из панели инструментов *Body–Body* → *Spring*, после чего в панели *Details of...* следует заполнить поля отмеченные на рис. 7.4.

ответствующих результатах будут отображены максимальные и минимальные значения по осям координат, в окне *Graph* – выведен график их изменения во времени, а в окне *Tabular Data* – табличные значения величин. Ранее мы указали что при использовании модуля *Rigid Dynamics* (динамика твердого тела) все тела модели имеют в поле *Stiffness Behavior* окна *Details of...* значение *Rigid*, т.е. являются абсолютно твердыми телами. Однако известно, что детали технологического оборудования лесных машин имеют конечную величину жесткости, что часто оказывает существенное влияние на характер возникающих нагрузок.

Рассмотрим процесс учета величин жесткости и демпфирования отдельных деталей манипулятора на примере гидроцилиндров стрелы и рукояти. Для этого в *Ansys* используются специальные элементы *Springs* (пружины). Их добавление доступно в ветви

В полях *Longitudinal Stiffness* и *Longitudinal Damping* следует указать соответственно величины жесткости ( $\text{H} \cdot \text{м}$ ) и демпфирования ( $\text{H} \cdot \text{с} / \text{м}$ ) гидроцилиндра. При этом для величины жесткости допускается введение не только константного значения, но и последовательности значений усилия ( $\text{H}$ ) от деформации пружины ( $\text{м}$ ).

В поле *Reference*  $\rightarrow$  *Scope* следует определить основание гидроцилиндра а в поле *Mobile*  $\rightarrow$  *Scope* – его шток. При правильном задании элемента *Spring* оставшиеся поля его окна *Details of...* заполнятся автоматически. Обратите внимание, что для корректной работы элементов *Spring* соответствующие нагрузки и ограничения в шарнирах, введенные ранее в ветви *Transient* дерева проекта, должны быть исключены из расчета (к примеру путем: *Transient*  $\rightarrow$  *Joint-Displacement*  $\rightarrow$  *Suppress*).

Для вывода данных о величине усилий в элементах *Spring* следует находясь в ветви *Solutions* использовать команду панели инструментов *Probe*  $\rightarrow$  *Spring*. В дереве проекта будет сформирован результат *Spring Probe*. В нем из выпадающего списка поля *Boundary Conditions* окна *Details of...* следует выбрать соответствующую пружину (*Spring*). В поле *Options*  $\rightarrow$  *Result Selections* указанного окна следует выбрать значение *Force* (сила). После окончания работы решателя *Ansys* в окне *Graph* для поля *Spring Probe* будет отображаться график изменения продольного усилия в штоке гидроцилиндра при свободных колебаниях манипулятора. Положительное направление действия силы соответствует направлению растяжения пружины.

Модуль *Rigid Dynamics* также позволяет задавать действие на конструкцию внешних сил и моментов. Они вводятся в ветвь *Transient* с использованием единой команды панели инструментов *Loads*  $\rightarrow$  *Remote Force*. В свойствах силового фактора указывается место его приложения (поле *Geometry*), место удаленного действия силы (поле *Location*) и величина действующего усилия (поле *Magnitude*).

### **Контрольные вопросы**

1. Перечислите основные типы связей элементов конструкции манипулятора использованные при создании динамической модели.
2. Для чего используются элементы типа *Spring*? Назовите их основные изменяемые свойства.
3. Поясните порядок создания динамической модели манипулятора в *Ansys*.

4. Каким образом в динамическую модель вводятся внешние воздействия. В чем заключаются основные отличия от задания граничных условий при расчете статического нагружения конструкций?
5. Поясните порядок вывода величин ускорений, скоростей, перемещений конструкции манипулятора. Каким образом можно передать их в сторонние CAD/CAE программы?
6. С какой целью в поле *Step end time* группы *Step Controls* задается конечное значение времени расчета?
7. Вспомните, каким образом выполняется остановка и возобновление работы решателя Ansys.
8. Для чего используются элементы типа Joint? В чем их отличие и сходство с элементами типа Contact?

## Лабораторная работа № 8

### Сопоставление результатов численного моделирования в Ansys с результатами аналитических расчетов

**Цель работы:** Оценить влияние параметров конечно-элементной сетки и настроек решателя на точность и время расчетов в *Ansys*.

#### Рассматриваемые вопросы:

1. Аналитическая и численная оценка напряжений и деформаций в простейших конструкциях балок и валов.
2. Анализ влияния настроек препроцессора *Ansys*, параметров конечно-элементной сетки, типов элементов, их количества и др. на точность результатов расчетов.
3. Способы повышения точности и снижения времени расчетов в *Ansys*.
4. Использование языка *APDL* при работе в *Ansys Workbench*.

#### Порядок выполнения работы

Рассмотрим простейшие конструкции балки и вала левые части которых имеют неподвижные закрепления в виде заделок, а правые свободны и нагружены вертикальной силой (рис. 8.1 а) и крутящим моментом соответственно (рис. 8.1 б).

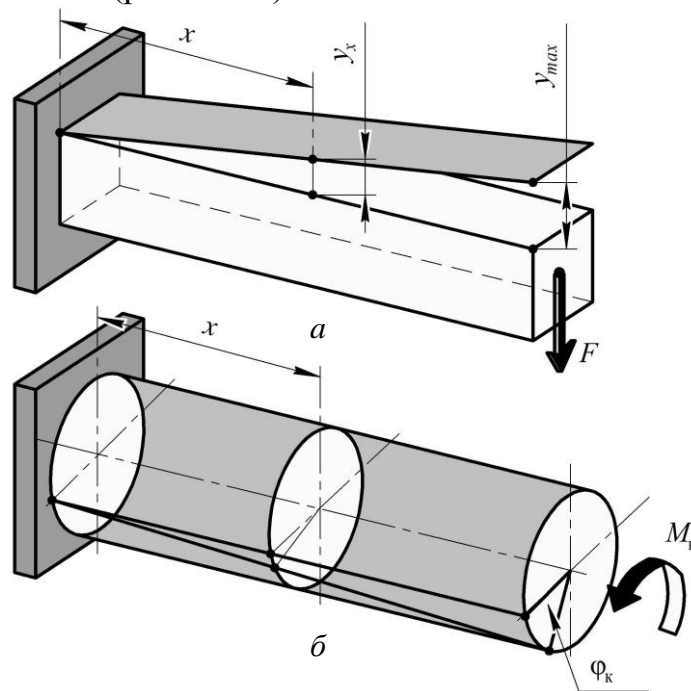


Рис. 8.1. Схема простейшей верификационной задачи

Величины прогибов консольной балки в каждой точке определяются по зависимости

$$y_x = \frac{F}{2EI}(x^3 - lx^2), \quad (8.1)$$

где  $F$  – вертикальная сила приложенная на краю консоли, Н;

$E$  – модуль упругости материала (модуль Юнга), Па;

$I$  – момент инерции сечения, м<sup>4</sup>;

$x$  – продольная координата положения сечения, м;

$l$  – длина консоли, м.

Величины нормальных напряжений  $\sigma$  (Па) на поверхности каждого сечения балки определяются по зависимости

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (8.2)$$

где  $M$  – изгибающий момент, действующий в сечении, Н · м;

$W$  – момент сопротивления сечения, м<sup>3</sup>.

Величину изгибающего момента в сечении определяют по формуле

$$M = F(x - l). \quad (8.3)$$

Угол поворота сечения консольно-закрепленного вала (рис. 8.1 б) определяется по зависимости

$$\varphi_x = \frac{M_k x}{GI_p}, \quad (8.4)$$

где  $M_k$  – крутящий момент, действующий на вал, Н;

$G$  – модуль сдвига, Па;

$I_p$  – полярный момент инерции сечения, м<sup>4</sup>.

Величина касательных напряжений  $\tau$  (Па) в данном сечении определяется по зависимости

$$\tau = \frac{M_k}{W_p}, \quad (8.5)$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления сечения, м<sup>3</sup>.

Аналитические расчеты величин нормальных (8.2) и касательных (8.5) напряжений, перемещений (8.1) и углов поворота (8.4) выполним с использованием программного пакета автоматизации инженерных расчетов *MathCAD*. Более подробную информацию об аналитическом расчете напряженно-деформированного состояния конструкций можно получить в следующих источниках [11, 12].



Перейдем к численной оценке напряжений и деформаций с использованием *Siemens NX* и *Ansys Workbench*.

Запустим *Siemens NX*. Создадим простейшую балку и вал с заданными сечениями и длиной. Сохраним модели в файлах *Parasolid* формата (.x\_t). В качестве примера далее будем рассматривать расчет балки.

Запустим *Ansys Workbench* и загрузим в него трехмерную модель балки. В ветви *Static Structural* дерева модели с использованием команд меню инструментов *Loads* → *Force* и *Supports* → *Fixed Support* зададим на противоположных торцах балки силу и закрепление согласно схеме рисунка 8.1 а. Перейдем в ветвь *Static Structural* → *Analysis Settings* и укажем для полей *Number of Steps* (количество шагов) и *Current Step Number* (номер текущего шага) количество шагов разбиения нагрузки (для примера – 10 шагов). Перейдем к заданной нагрузке (*Force*) и зададим величины сил на каждом этапе нагружения (рис. 8.2).

Details of "Analysis Settings"		Tabular Data	
<b>Step Controls</b>		Steps	Time [s]
Number Of Steps	10,	1	0,
Current Step Number	10,	2	1,
Step End Time	10, s	3	2,
Auto Time Stepping	Program Controlled	4	3,
<b>Solver Controls</b>		5	4,
Solver Type	Program Controlled	6	5,
Weak Springs	Program Controlled	7	6,
Solver Pivot Checking	Program Controlled	8	7,
Large Deflection	Off	9	8,
Inertia Relief	Off	10	9,
<b>Restart Controls</b>		11	10,
<b>Nonlinear Controls</b>		*	
<b>Output Controls</b>			
<b>Analysis Data Management</b>			

Рис. 8.2. Задание действия нагрузки на 10-и шагах нагружения

Точность расчета напряженно-деформированного состояния конструкций методом конечных элементов существенно зависит от типа выбранных элементов, их количества, размера, а также метода построения сетки.

Размер конечного элемента задается в окне *Details of...* в поле *Sizing* → *Element Size*. Более детальную настройку параметров элементов можно провести используя поле *Use Advanced Size Function*.

*Ansys* позволяет строить трехмерные тетраэдральные (*Tetrahedrons*) сетки с использованием методов *Patch conforming* и

*Patch independent*. При построении гексаэдральных (*Hexahedral*) сеток используются методы *Hex-dominant*, *Sweep*, и *MultiZone*. «По умолчанию» *Ansys* строит конечно-элементную сетку в автоматическом режиме (*Automatic Method*). При этом в окне *Details of...* для поля *Mech* доступны настройки *Relevance Center* и *Element Size* используя которые можно соответственно уплотнить сетку и задать размер конечного элемента. Подробную информацию о приведенных методах можно найти в [13, 14].

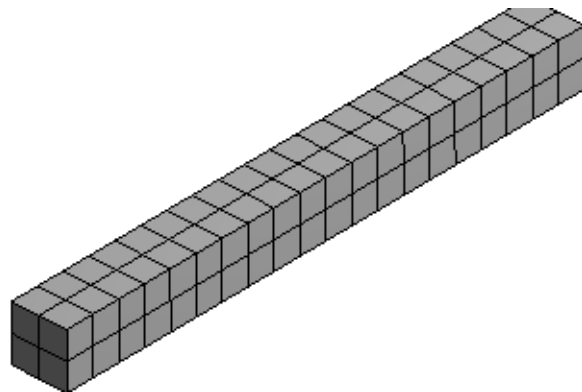
В рамках данной лабораторной работы рассмотрим применение метода *Sweep* (метод развертки) для построения упорядоченной сетки. Физическая сущность метода *Sweep* заключается в построении сетки по заданному направлению от некоторой начальной точки или поверхности до конечной. Для его использования перейдем в ветвь *Mesh* дерева проекта и в панели инструментов выполним команду *Mesh Control* → *Method*. В ветви *Mesh* появится поле *Automatic Method*. Перейдем в поле *Geometry* окна *Details of...* и в качестве исходного тела для разделения на конечные элементы укажем исходную балку. В поле *Method* выберем метод построения сетки – *Sweep Method*, после чего в окне *Details of...* станут доступны новые поля для более детальной настройки.

Заменим автоматическое (*Automatic*) определение начальной точки построения сетки в поле *Src/Trg Selection* на ручное (*Manual Source*). Далее в поле *Source* укажем в качестве исходной торцевую поверхность балки. В случае когда необходимо задание начальной и конечной точек построения сетки следует для поля *Src/Trg Selection* задать параметр *Manual Source and Target*.

В качестве примера зададим квадратичную геометрию конечного элемента в поле *Free Face Mesh Type*, для чего установим его значение равным *All Quad*. При этом в поле *Type* доступно 2 режима задания величины элементов: путем ввода количества частей на которые будет разбита балка в указанном направлении (*Number of Division*) и ввода размера ребра элемента (*Element Size*). Проведем генерацию сетки (*Mesh* → *Generate Mesh*) и запустим решатель *Ansys* (*Solution* → *Solve*).

Для оценки влияния размеров и количества элементов по каждому из направлений на точность получаемых результатов и время расчета проведите аналогичные действия по заданию сетки методом *Sweep* с началом на верхней и боковой гранях балки, а также методом *Tetrahedrons* → *Patch Independent*. В табл.8.1 для текущей лабораторной работы приведен перечень параметров для варьирования и диапазоны их изменения, а на рис. 8.3 варианты конечно-элементной сетки.

<b>Display</b>	
<b>Defaults</b>	
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Si...	Off
Relevance Center	Coarse
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Le...	5,e-002 m



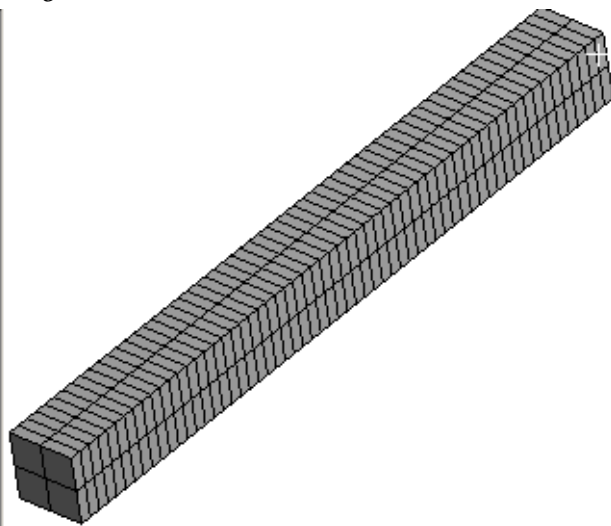
a

<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Method	Tetrahedrons
Algorithm	Patch Independent
Element Midside Nodes	Use Global Setting
<b>Advanced</b>	
Defined By	Max Element Size
<input type="checkbox"/> Max Element Size	0,2 m
<input type="checkbox"/> Feature Angle	30,0 °
Mesh Based Defeaturing	Off
Refinement	Proximity and Curva...
<input type="checkbox"/> Min Size Limit	2,e-003 m



b

<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Method	Sweep
Element Midside Nodes	Use Global Setting
Src/Trg Selection	Manual Source and Target
Source	1 Face
Target	1 Face
Free Face Mesh Type	All Quad
Type	Number of Divisions
<input type="checkbox"/> Sweep Num Divs	60
Sweep Bias Type	No Bias
Element Option	Solid



в

Рис. 8.3. Генерация конечно-элементной сетки автоматическим методом (a); методом *Tetrahedrons* → *Patch independent* (б) и методом *Sweep* (в)

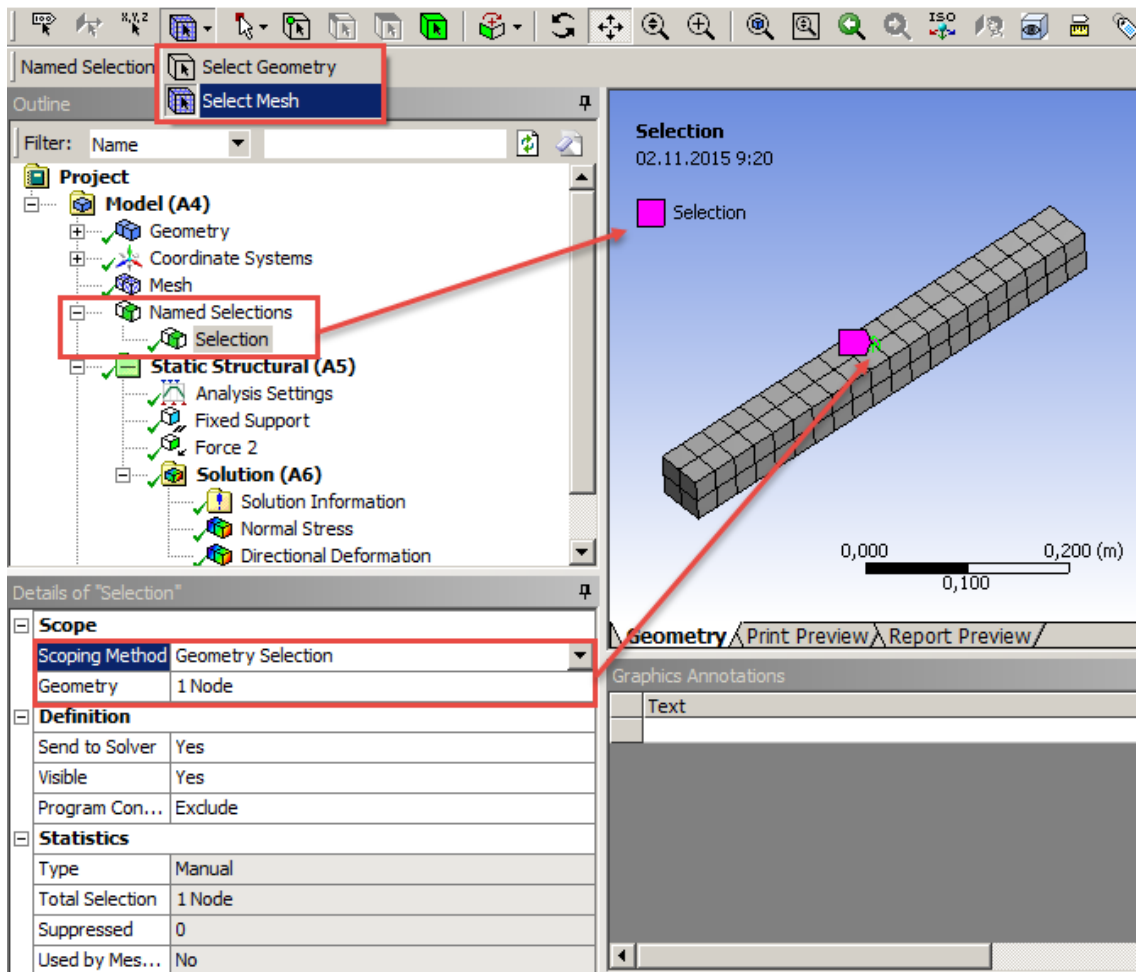
Таблица 8.1

Метод задания сетки	Варьируемый параметр	Диапазон варьирования или значение параметра
<i>Automatic</i>		
<i>Sweep</i>	<i>Src/Trg Selection</i>	<i>Manual Source</i> (по верхней, торцевой и боковой граням)
	<i>Free Face Mesh Type</i>	<i>All Quad</i>
	<i>Type→ Number of Division</i>	2 – 60
	<i>Type→ Element Size</i>	0,003 – 0,05 м
<i>Patch independent</i>	<i>Max Element Size</i>	0,005 – 0,2
	<i>Min Element Size</i>	0,002–0,02

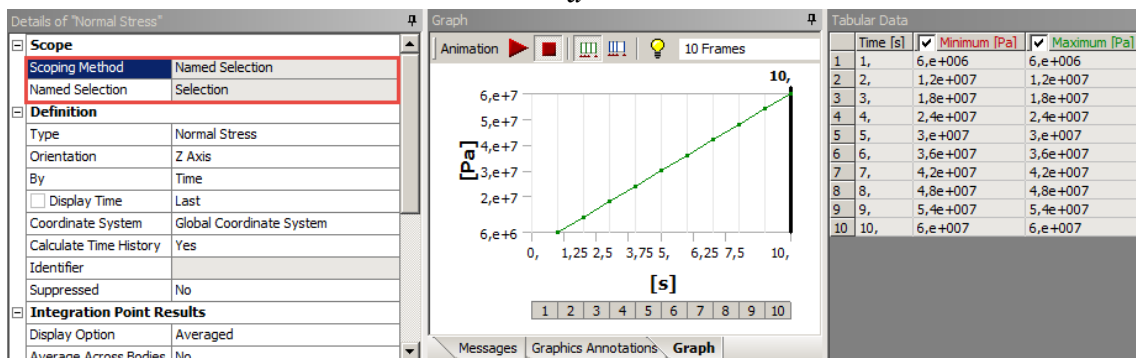
В *Ansys Workbench* также доступен детальный вывод параметров сетки и отображение исходных данных препроцессора: параметров материала, типов и номеров элементов и др. Для этого следует в главном окне схемы проекта *Ansys* подключить к полю *Model* схемы проекта дополнительный компонент системы *Fenite Element Modeler*. После запуска данного компонента в окне *Graphics* поля *General Data* отображается исходный код препроцессора в *APDL*.

В области постпроцессора (ветвь *Solution*) зададим вывод результатов расчета нормальных напряжений (*Stress → Normal*) и направленных перемещений (*Deformation → Directional*). Для вывода результатов вычисления нормальных напряжений (*Normal Stress*) в окне *Details of...* зададим вектор распределения напряжений вдоль продольной оси балки (*Definition → Orientation → Z Axis*). Аналогично зададим вектор направлений перемещений для *Directional Deformation* (*Definition → Orientation → Y Axis*). Перейдем в ветвь *Model* и из панели инструментов дважды создадим группу *Named Selection* (рис. 8.4 а). В дереве проекта появятся поля *Selection* и *Selection2*. Для данных полей в окне *Details of... → Geometry* укажем узлы конечных элементов в которых нас интересует значение напряжений и перемещений. Последовательно перейдем в ранее созданные поля результатов и для каждого из них выберем в поле *Scoping Method* значение *Named Selection*, а в соответствующем поле *Named Selection* значения *Selection* (рис. 8.4 б). Таким образом, в окнах проекта *Graph* и *Tabular Data* будут отображаться графики, величины напряжений и перемещений только в указанных ранее точках.

Данные о времени и скорости работы приводятся по окончании расчета в окне *Worksheet* поля *Solution Information* и могут быть сохранены через панель инструментов (закладка *Tools*, пункт *Write Input File...*)



a



б

Рис. 8.4. Задание узла конечного элемента в именованном списке (а) и вывод данных о нормальных напряжениях в точке *Selection* (б)

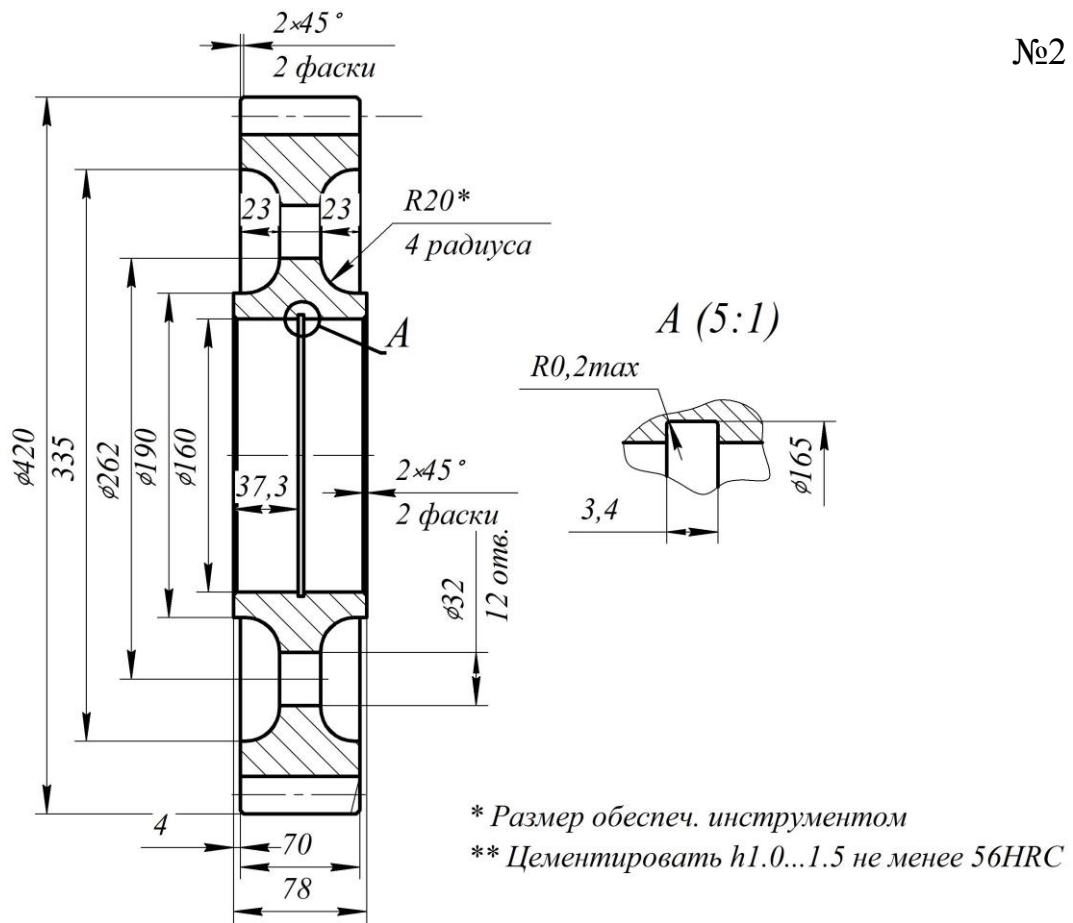
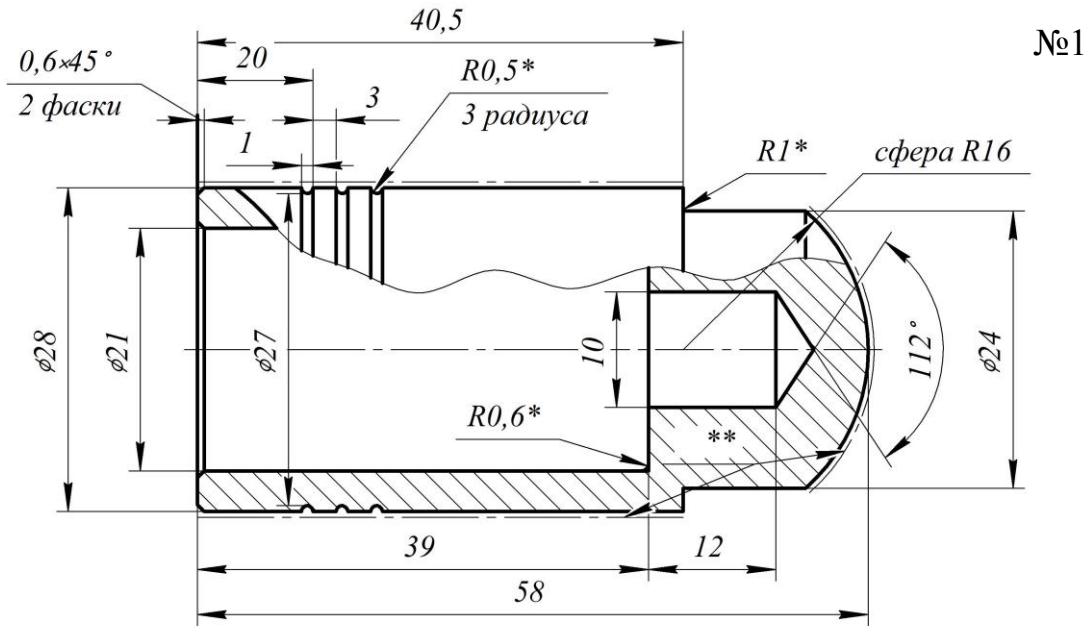
По результатам расчетов для каждого из отмеченных в табл. 8.1 вариантов следует определить расчетные величины прогиба балки и нормальных напряжений, погрешности относительно аналитического расчета, времени построения сетки, времени расчета и скорости работы

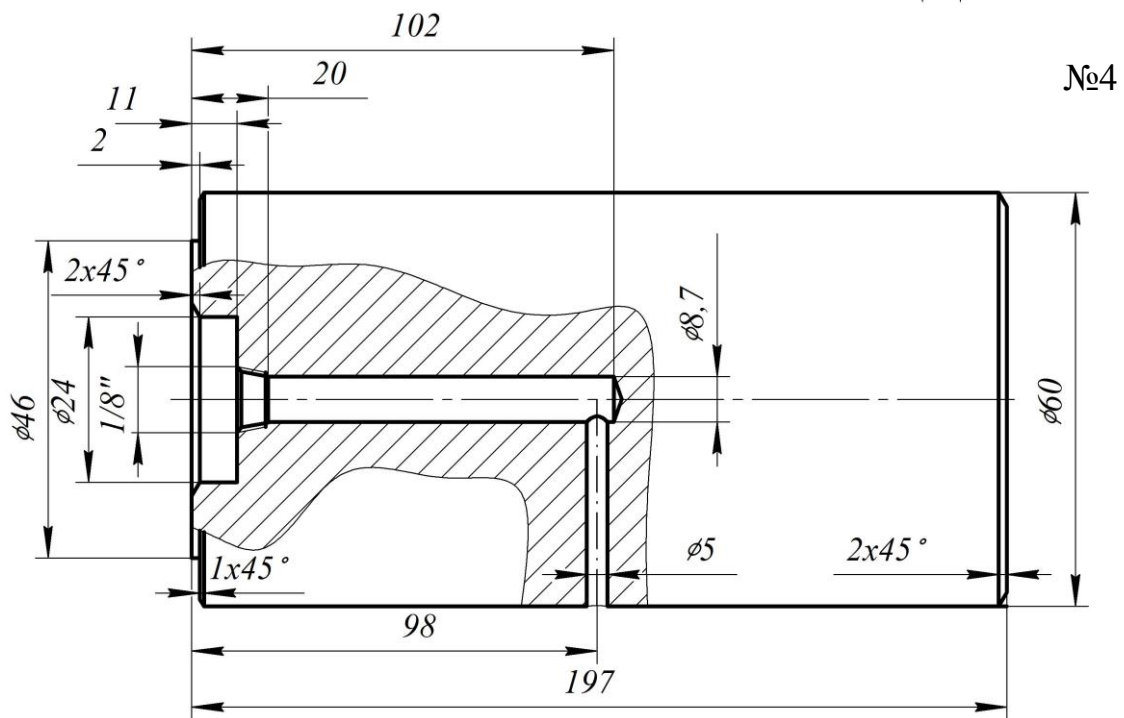
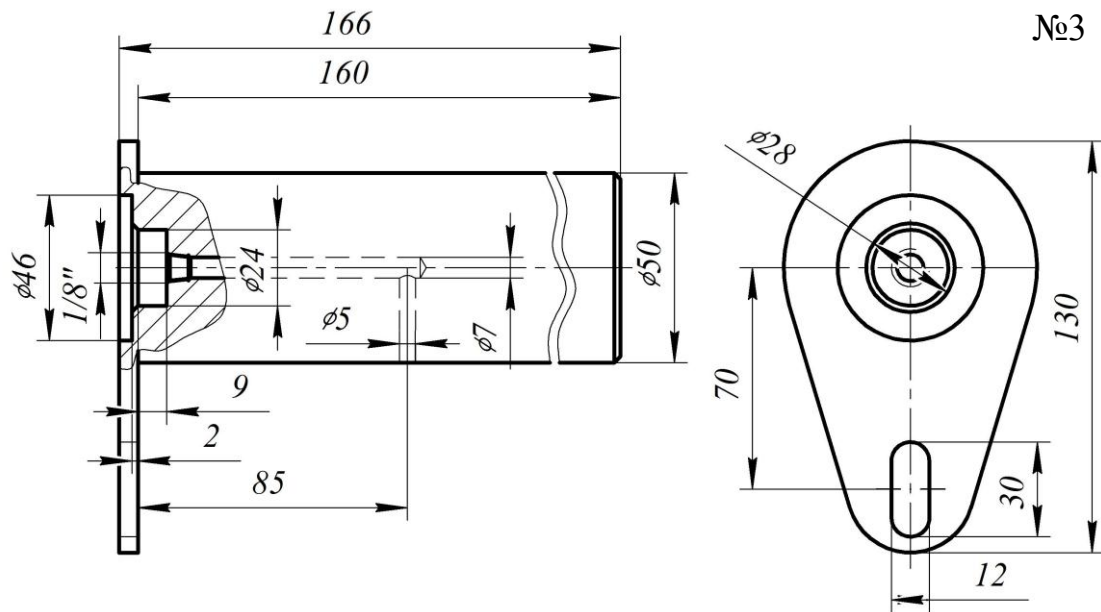
решателя. Используя полученные данные сделайте вывод о влиянии каждого параметра на скорость решения и погрешность полученных величин. Постройте графики зависимостей. Исходные данные с параметрами сечений для расчета по вариантам приведены в приложении 3.

### **Контрольные вопросы**

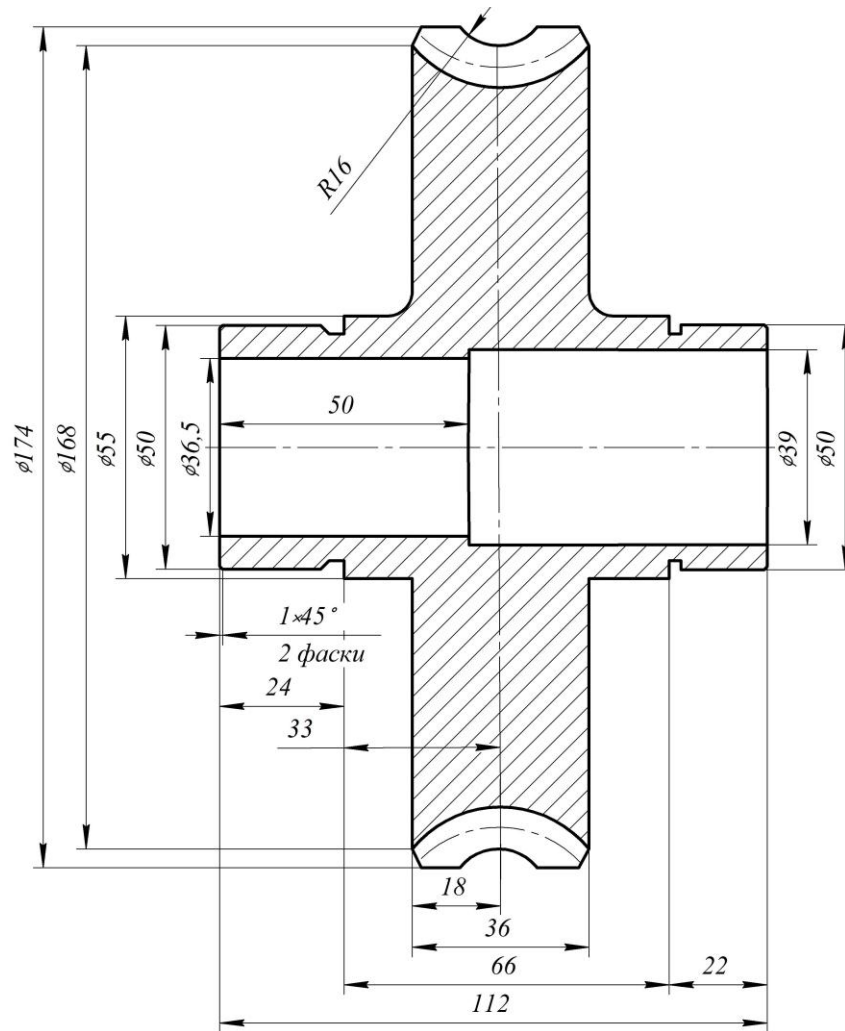
1. Каким образом влияет на точность и продолжительность расчетов метод задания сетки? Приведите примеры.
2. Поясните назначение группы *Named Selection* ветви *Model* дерева проекта. Какие возможности она предоставляет?
3. Где хранятся данные о результатах выполненных расчетов? Для чего служит вызов команды *Write Input File...*?
4. Укажите основные способы разбиения исходной геометрии на конечные элементы.
5. Какие основные требования предъявляются к размеру, форме и типу конечных элементов?
6. Что понимается под понятием «матрица жесткости»? Как она формируется и для чего необходима?
7. Назовите основные недостатки автоматического способа построения конечно-элементной сетки.
8. От чего зависит размер конечных элементов в разных частях детали? Как осуществляется переход от крупных конечных элементов к мелким?

**Приложение 1**  
**Исходные данные для выполнения лабораторной работы №1**



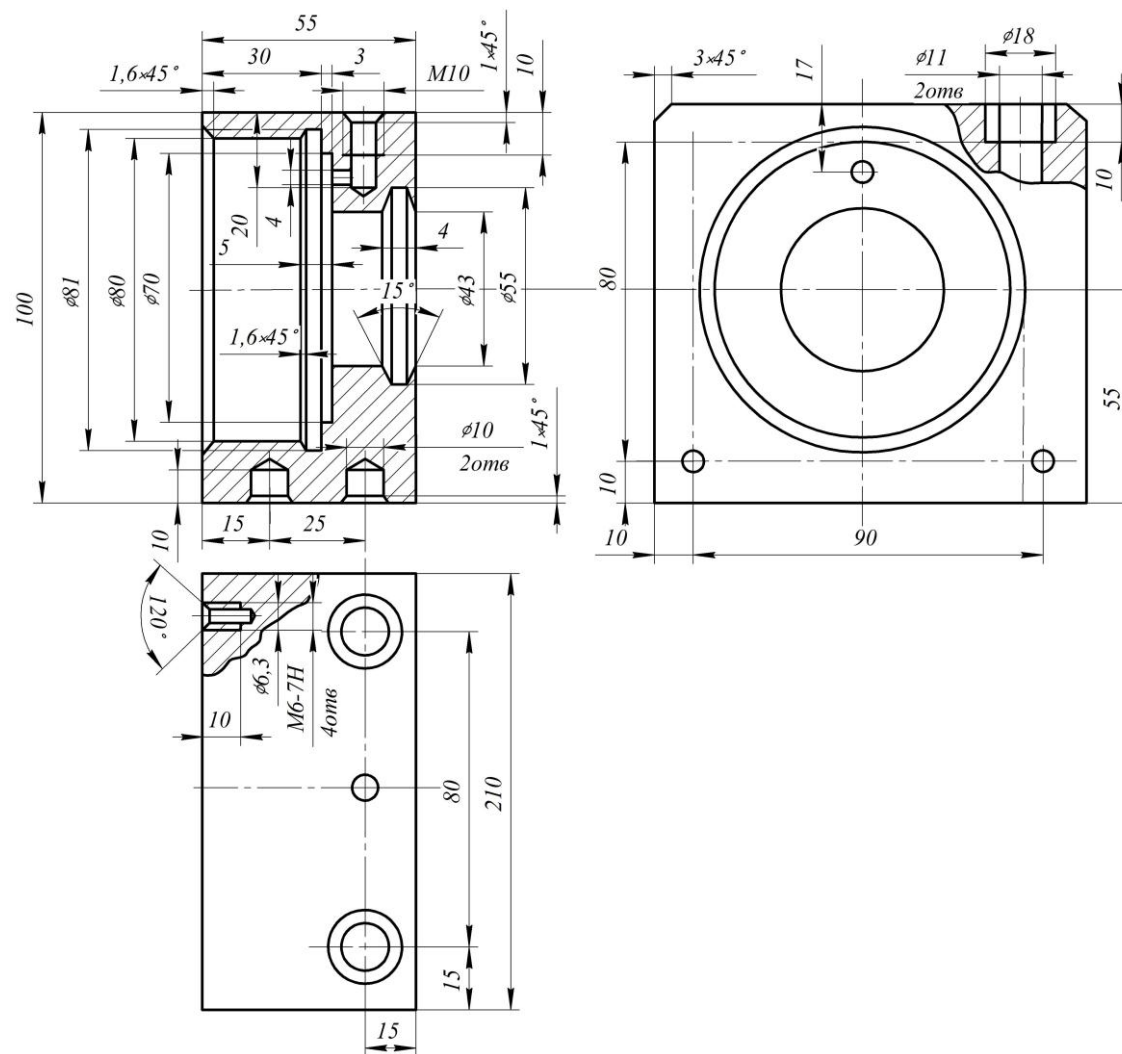


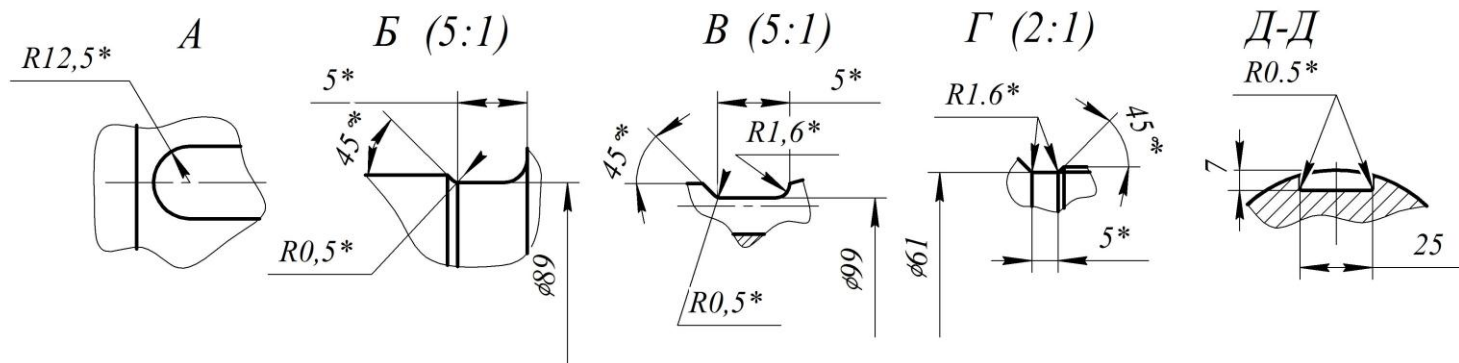
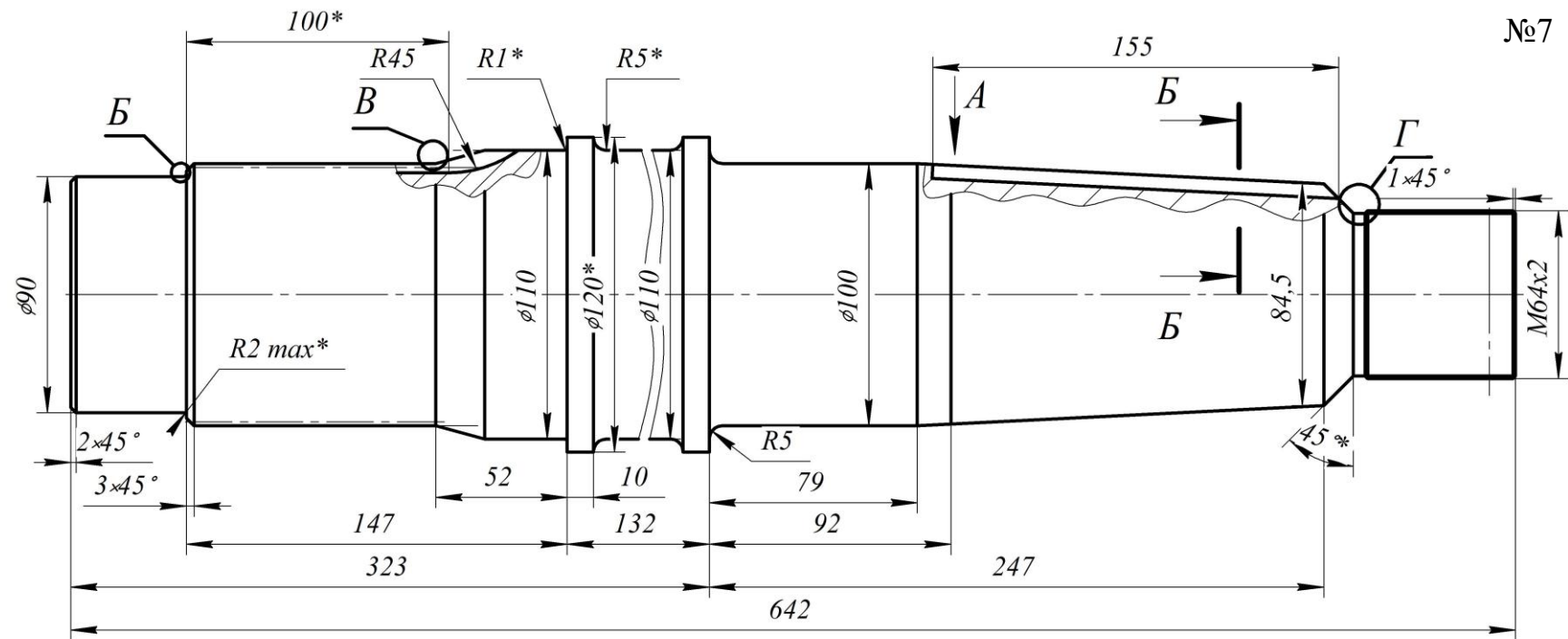




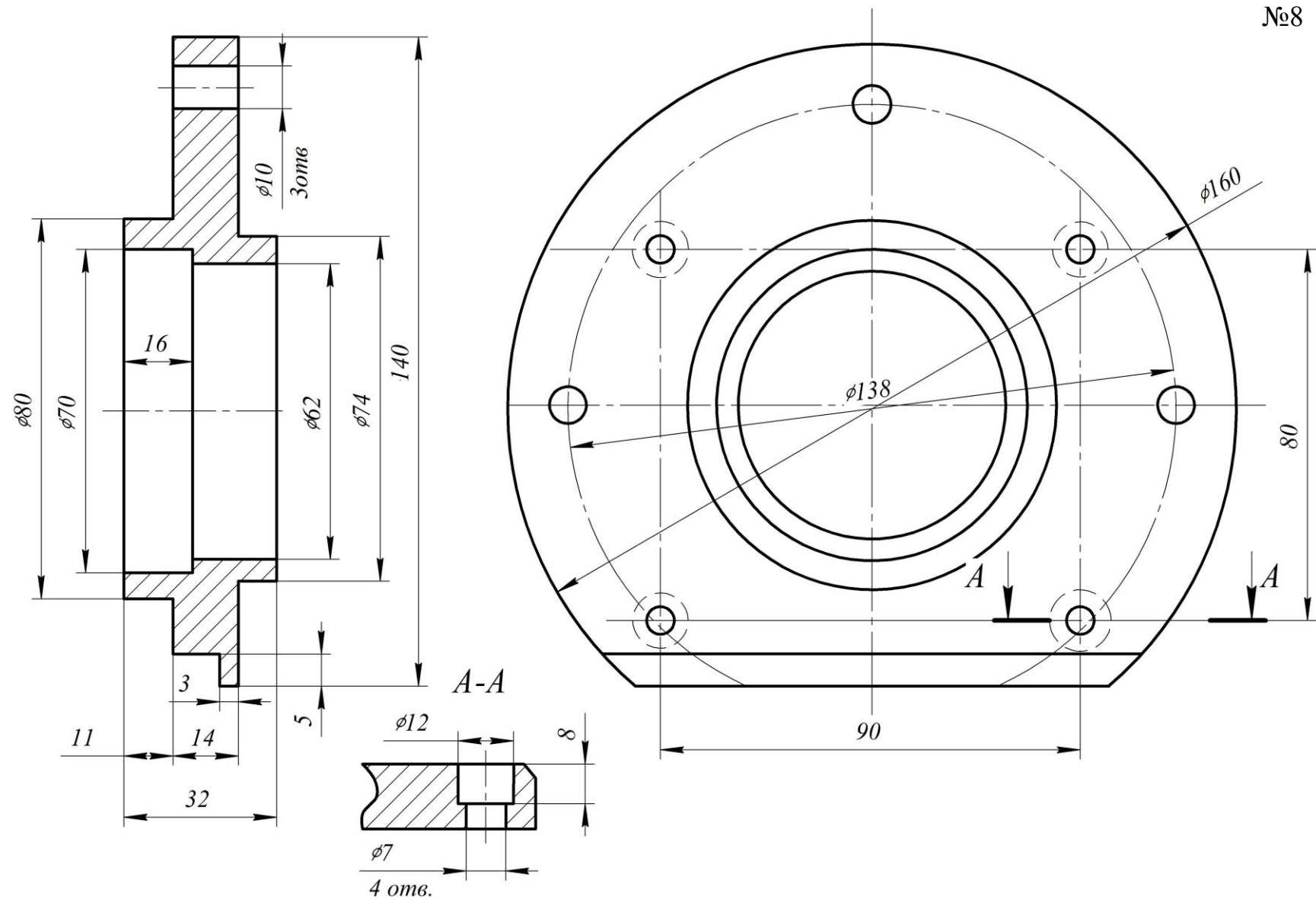
Модуль	$m$	4
Число зубьев	$z_2$	40
Вид сопряженного колеса	-	Архимедов
Направление линии зуба	-	правое
Число витков сопряженного колеса	$z_1$	1
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 19036-73
Межосевое расстояние	$a_w$	4,236
Делительный диаметр червячного колеса	$d_2$	160
Коэффициент смещения червяка	$X$	0

№6

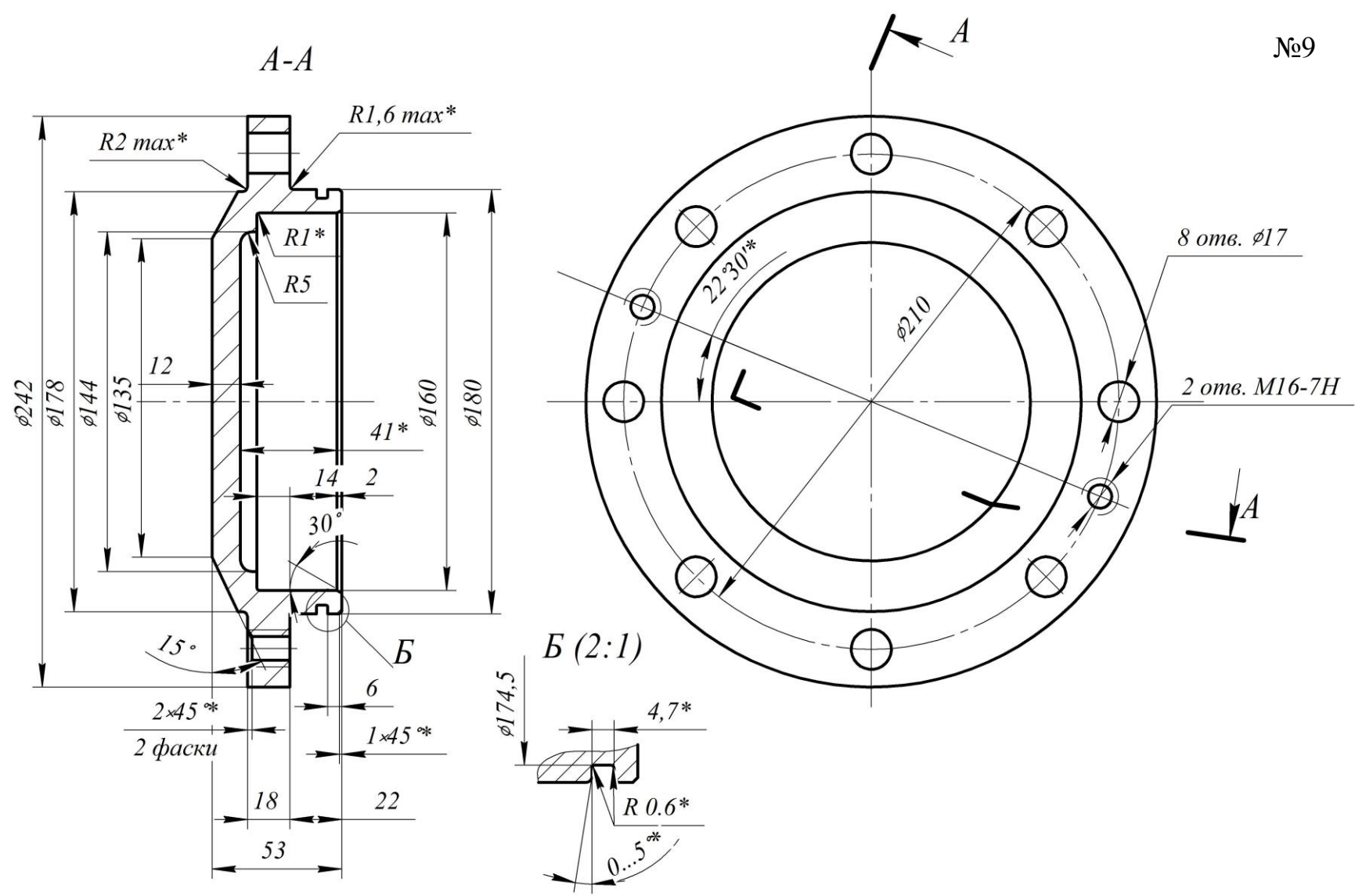




№8



№9



**Приложение 2**  
**Исходные данные для выполнения лабораторных работ № 4 – 6**

Вариант	Марка стали	Источник данных	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$R$	$N_G$ ( $N_{G1}$ )	$\sigma_R$ , МПа	$m_N$
1	09Г2С	[3, стр. 526]	317	517	-1	$6 \cdot 10^6$	120	9,9
2	40Х	[3, стр. 792]	624	870	-1	$6,5 \cdot 10^5$ ( $1 \cdot 10^7$ )	300	15,3 (35,7)
3	45Л	[2, стр. 484]	350	640	-1	$2,5 \cdot 10^6$ ( $5 \cdot 10^6$ )	240	11,3
4	30ХН3А	[3, стр. 736]	-	-	-1	$2 \cdot 10^6$	480	49,7
5	20ГС	[3, стр. 667]	277	533	-1	$4 \cdot 10^6$	247	15,3
6	20ГСЛ	[3, стр. 668]	280	520	-1	$3,5 \cdot 10^6$	225	4,95
7	20ХН3А	[3, стр. 687]	-	820	-1	$2,5 \cdot 10^6$	440	42,0
8	30ХНСА	[3, стр. 720]	870	-	-1	$1 \cdot 10^6$	456	10,12
9	36Г2С	[3, стр. 767]	520	810	-1	$1,2 \cdot 10^6$	290	11,4
10	45Х	[3, стр. 854]	-	-	-1	$7,5 \cdot 10^5$	320	13,2

где  $N_G, N_{G1}$  – точки перегиба кривой усталости;

$R$  – характеристика цикла нагружения;

$\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа;

$\sigma_B$  – предел прочности материала, МПа;

$\sigma_R$  – предел выносливости материала, МПа;

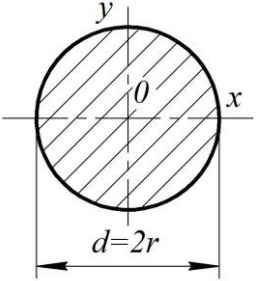
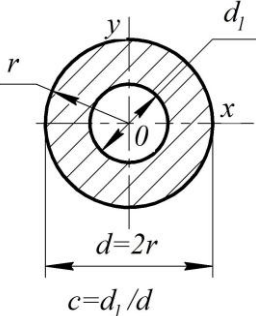
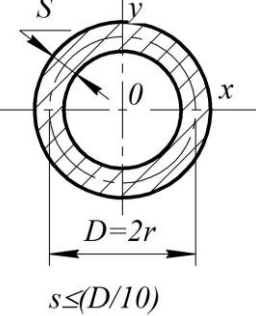
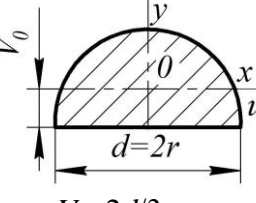
$m_N$  – характеристика угла наклона кривой усталости.

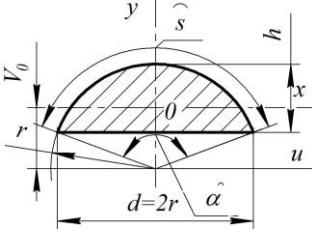
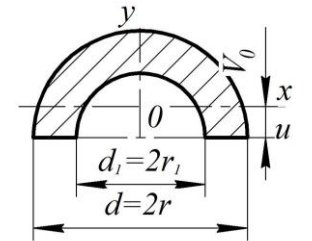
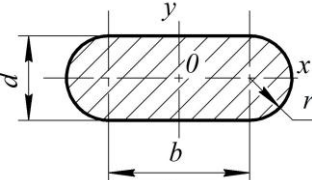
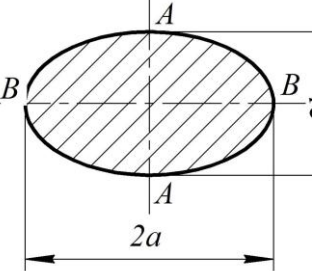
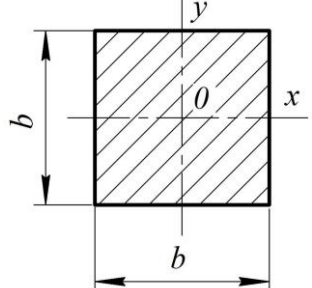
Подробнее о расчете величины предела выносливости материала при других характеристиках цикла нагружения  $R$  изложено в работах [2, 15].

**Приложение 3**  
**Исходные данные для выполнения лабораторной работы № 8**

Таблица

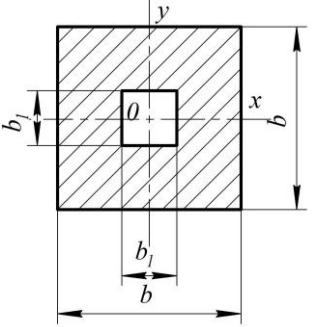
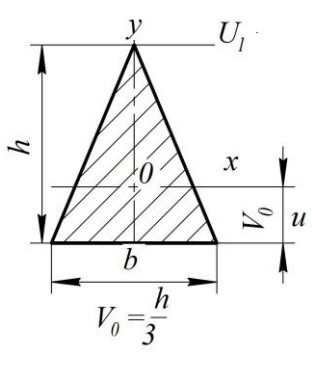
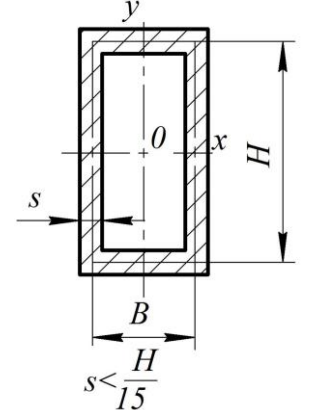
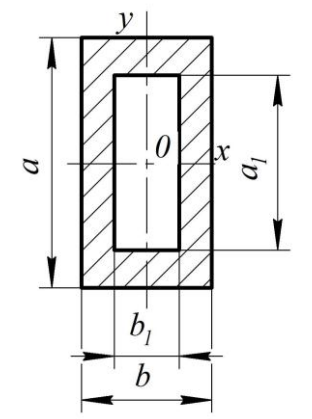
Параметры простейших сечений

№ п.п .	Общий вид сечения	Осевой момент инерции $J, \text{см}^4$	Момент сопротивления $W, \text{см}^3$
1		$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$ $J_x = J_y \approx 0,05d^4$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$ $W_x = W_y \approx 0,1d^3$
2		$J_x = J_y = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64}$ $= \frac{\pi d^4}{64} (1 - c^4)$ $J_x = J_y = \frac{\pi r^4}{4} (1 - c^4)$ $J_x = J_y \approx 0,05d^4 (1 - c^4)$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} (1 - c^4)$ $W_x = W_y \approx 0,1d^3 (1 - c^4)$
3		$J_x = J_y = \frac{\pi D^3 s}{8}$ $J_x = J_y = \pi r^3 s$	$W_x = W_y = \frac{\pi D^2 s}{4}$ $W_x = \pi r^2 s$
4	 <p style="text-align: center;"><math>V_0 = 2d/3\pi = 0,2122d = 0,4244r</math></p>	$J_x = 0,00686d^4 \approx 0,110r^4$ $J_y = \frac{\pi d^4}{128} \approx 0,025d^4$	$W_x = 0,0238d^3$ $W_y = \frac{\pi d^3}{64} \approx 0,05d^3$

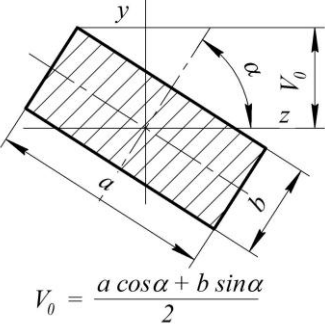
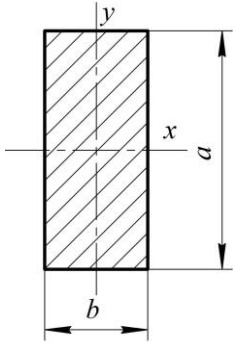
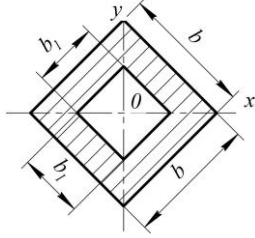
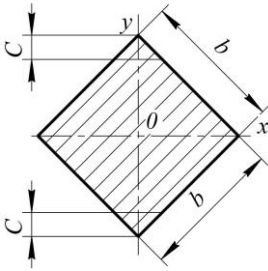
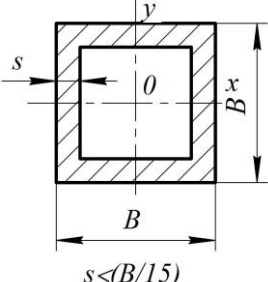
<p>5</p>	 $V_0 = \frac{c^3}{12F} = \frac{4}{3} \frac{r \sin^3 \frac{\alpha}{2}}{\alpha^0 \pi - \sin \alpha}$	$J_u = \frac{Sr^3}{8} - \frac{r^4}{8} \sin \alpha \cos \alpha$ $J_x = J_u - FV_0^2$ $J_y = \frac{r^4}{8} \left[ \alpha^0 \frac{\pi}{180^0} - \sin \alpha - \frac{2}{3} \sin \alpha \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right]$	$W_x = \frac{J_x}{r - v_0}$
	 $V_0 = \frac{4r^2 + rr_1 + r_1^2}{3\pi r + r_1}$	$J_x = 0,11(r^4 - r_1^4) - 0,283r^2 r_1^2 \frac{r - r_1}{r + r_1}$ $J_y = \frac{\pi}{8} (r^4 - r_1^4)$	$W_x = \frac{J_x}{r - v_0}$
	 $r = \frac{d}{2}$	$J_x = \frac{bd^3}{12} + \frac{\pi d}{64}$ $J_y = \frac{db^3}{12} + \frac{\pi r^2}{2} \times (r^2 + b^2 + 1,696br)$	$W_x = \frac{bd^2}{6} + \frac{\pi d^3}{32}$ $W_y = \frac{2J_y}{b + d}$
		$J_x = \frac{\pi ab^3}{4} \approx 0,785ab^3$ $J_y = \frac{\pi a^3 b}{4} \approx 0,785ab^3$	$W_x = \frac{\pi ab^3}{4} \approx 0,7854ab^3$ $W_y = \frac{\pi a^2 b}{4} \approx 0,7854a^2 b$
		$J_x = J_y = \frac{d^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{d^3}{6}$



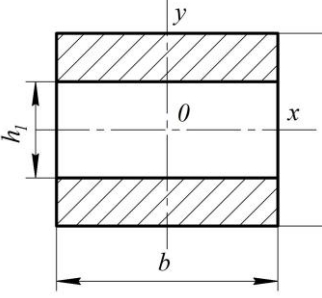
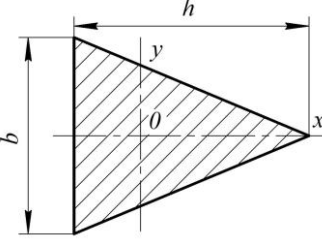
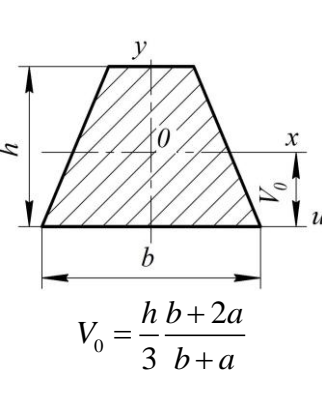
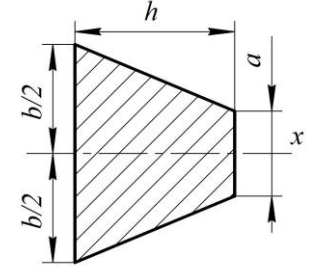
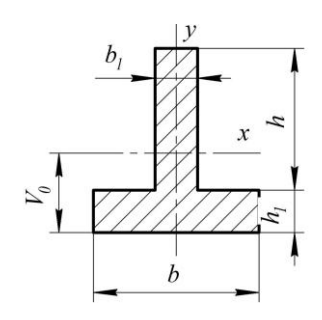
Продолжение таблицы

		$J_x = J_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^4 - b_1^4}{6b}$
		$J_{u_1} = \frac{bh^3}{4}$ $J_u = \frac{bh^3}{12}$	<p>При вычислении напряжения в вершине треугольника</p> $W_x = \frac{bh^2}{24}$ <p>при вычислении напряжения в точках основания треугольника</p> $W_x = \frac{bh^2}{12}$
		$J_x = \frac{sH^3}{6} \left( 3 \frac{B}{H} + 1 \right)$ $J_y = \frac{sB^3}{6} \left( 3 \frac{H}{B} + 1 \right)$	$W_x = \frac{sH^2}{3} \left( 3 \frac{H}{B} + 1 \right)$ $W_y = \frac{sB^2}{3} \left( 3 \frac{H}{B} + 1 \right)$
		$J_x = \frac{ba^3 - b_1a_1^3}{12}$ $J_y = \frac{ab^3 - a_1b_1^3}{12}$	$W_x = \frac{ba^3 - b_1a_1^3}{6a}$ $W_y = \frac{ab^3 - a_1b_1^3}{6b}$

Продолжение таблицы

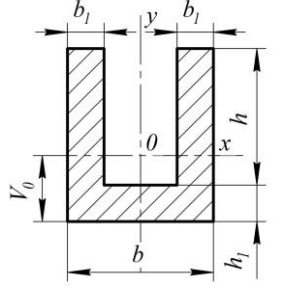
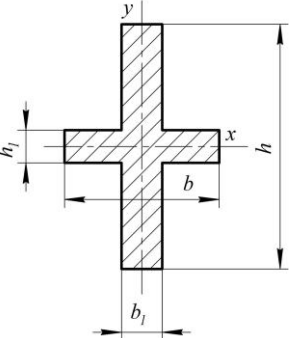
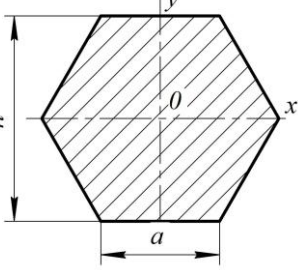
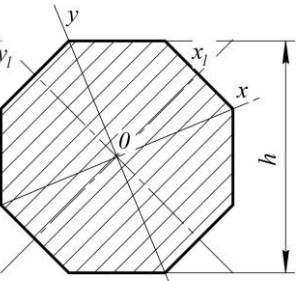
 <p style="text-align: center;"><math>V_0 = \frac{a \cos \alpha + b \sin \alpha}{2}</math></p>	$J_z = \frac{ba}{12} (a^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha)$	$W_z = \frac{ba}{6} \times \frac{a^2 \cos^2 \alpha + b^2 \sin^2 \alpha}{\alpha \cos + b \sin a}$
	$J_x = \frac{ba^3}{12}$ $J_y = \frac{ab^3}{12}$	$W_x = \frac{ba^2}{6}$ $W_y = \frac{ab^2}{6}$
	$J_x = J_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{\sqrt{2} b^4 - b_1^4}{12} = 0,11b \frac{b^4 - b_1^4}{b}$
	$J_x = J_y = \frac{b^4}{12}$	<p>Срез верхнего и нижнего углов увеличивает <math>W_x</math>; при срезе углов на <math>C=1/18</math> диагонали с каждой стороны момент сопротивления увеличивается до <math>W_x=0,124b^3</math></p> $W_x = W_y = \frac{\sqrt{2}}{12} b^3 = 0,11b^3$
 <p style="text-align: center;"><math>s &lt; (B/15)</math></p>	$J_x = J_y = \frac{2}{3} B^3 s$	$W_x = W_y = \frac{4}{3} B^2 s$

Продолжение таблицы

		$J_x = \frac{b(h^3 - h_1^3)}{12}$ $J_y = \frac{b^3(h^3 - h_1^3)}{12}$	$W_x = \frac{b(h^3 - h_1^3)}{6h}$ $W_y = \frac{b^2(h - h_1)}{6}$
		$J_x = \frac{bh^3}{48}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$
	 $V_0 = \frac{hb + 2a}{3(b + a)}$	$J_x = \frac{h^3(b^2 + 4ba + a^2)}{36(b + a)}$	<p>При вычислении напряжений:</p> <p>- в точках верхнего основания</p> $W_x = \frac{h^2(b^2 + 4ba + a^2)}{12(2b + a)}$ <p>- в точках нижнего основания</p> $W_x = \frac{h^2(b^2 + 4ba + a^2)}{12(b + a)}$
		$J_x = \frac{h}{48} \frac{b^4 - a^4}{b - a}$	$W_x = \frac{h}{24} \frac{b^4 - a^4}{b^2 - ba}$
		$J_x = \frac{bh_1^3 + b_1h^3}{12} + bh_1 \left( y_0 - \frac{h_1}{2} \right)^2$ $J_x = \frac{bh_1^3 + b_1h^3}{12} + bh_1 \left( y_0 - \frac{h_1}{2} \right)^2$	<p>Для нижних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{v_0}$ <p>Для верхних волокон</p> $W_x = \frac{J_x}{h + h_1 - v_0}$ $W_y = \frac{bh_1^3 + h_1b^3}{6b}$

	$V_0 = \frac{bh_1^2 + b_1h(2h_1 + h)}{2(bh_1 + b_1h)}$	
--	--	--

Продолжение таблицы

	$J_x = \frac{bh_1^3 + 2b_1h^3}{12} + bh_1\left(y_0 - \frac{h_1}{2}\right)^2 + 2b_1h\left(\frac{h}{2} + h_1 - v_0\right)^2$ $J_y = \frac{b^3(h + h_1) - h(b - 2b_1)^3}{12}$	$W_x = \frac{J_x}{h + h_1 - v_0}$ $W_y = \frac{(h + h_1)b^3}{6b} - \frac{h(b - 2b_1)^3}{6b}$
	$J_y = \frac{bh^3 + (b - b_1)h^3}{12}$ $J_x = \frac{h_1b^3 + (h - h_1)b_1^3}{12}$	$W_x = \frac{h_1b^3 + (b - b_1)h^3}{6h}$ $W_y = \frac{h_1b^3 + (h - h_1)b_1^3}{6b}$
	$J_x = J_y = 0,06h^4$ $J_x = J_y = 0,541a^4$	$W_x = 0,12h^3 = 0,625a^3$ $W_y = 0,541a^3$
	$J_x = J_y = J_{x_1} = J_{y_1} = 0,0547h^4$	$W_x = W_{y_1} = 0,1095h^3$ $W_x = W_y = 0,1012h^3$

## Литература

1. Буряка В.А. Инженерный анализ в Ansys Workbench: Учебное пособие / В.А. Буряка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
2. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Часть 1 / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский // Киев: Наукова думка, 1987.
3. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов Часть 2 / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский // Киев: Наукова думка, 1987.
4. Ansys Mechanical APDL Theory Reference. Release 15.0, Ansys Inc., 2013. – 988 с.
5. Ansys Mechanical APDL Advanced Analysis Guide. Release 15.0, Ansys Inc., 2013. – 414 с.
6. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: Учеб. для вузов / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. - 2-е изд. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. -496 с.
7. Варава В.И. Характеристики рессорного подвешивания лесотранспортных машин. Учебное пособие. – Л. ЛТА, 1981, с. 84.
8. Бабаков, И. М. Теория колебаний : учеб. пособие /И. М. Бабаков. – 4-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2004. — 591с.
9. Галанин М.П. Методы решения жестких обыкновенных дифференциальных уравнений. Результаты тестовых расчетов / М.П. Галанин, С.Р. Ходжаева.– М. –2013. – 30 с.
10. Бахвалов Н.С. Численные методы (анализ, алгебра, обыкновенные дифференциальные уравнения). –М.: Наука. – 1973. – 632 с.
11. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов / Г.М. Ицкович. – М.: Высшая школа. – 1966. – 512 с.
12. Винокуров В.А. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / В.А. Винокуров, С.А. Куркин, Г.А. Николаев; Под ред. Б.Е. Патона – М.: Машиностроение. 1996. – 576 с.
13. Чигирев А.В. Ansys для инженеров. Справочное пособие. /Чигирев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
14. Каплун А.Б. Ansys в руках инженера. Практическое руководство/А.Б. Каплун, Е.М. Морозов – М. Едиториал УРСС, 2003 г. – 272 с.
15. Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций/ Е. К. Почтенный; под ред. М. С. Высоцкого; НАН Беларуси, Ин-т механики машин, Минск: УП Арти-Фекс, 2002. – 186 с.

Учебное издание

**Голякевич** Сергей Александрович  
**Гороновский** Андрей Романович

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН И  
СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Учебно-методическое пособие

Редактор

Подписано в печать .2016. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. .  
Тираж 50 экз. Заказ .

Издательство и полиграфическое исполнение:  
УО «Белорусский государственный технологический университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготови-  
теля, распространителя печатных изданий  
№ 1/227 от 20.03.2014  
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.  
Ул. Свердлова, 13а, 220006, Минск.