

Q-02 (ANSYS)

Формулировка задачи:

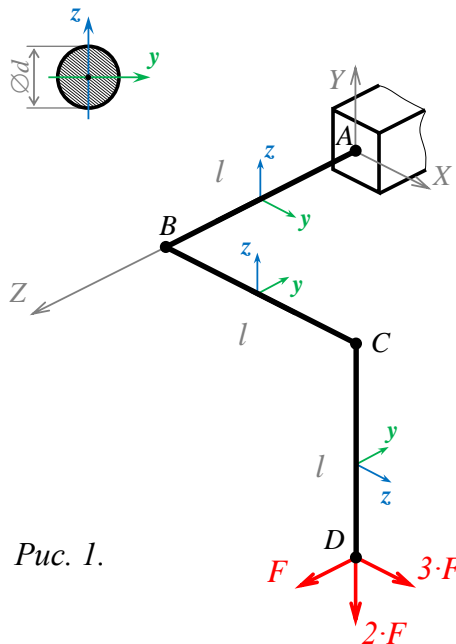


Рис. 1.

Дано: Пространственная рама выполнена из трёх прямых стержней сплошного круглого профиля диаметром d , нагружена сосредоточенными внешними силами в крайнем узле.

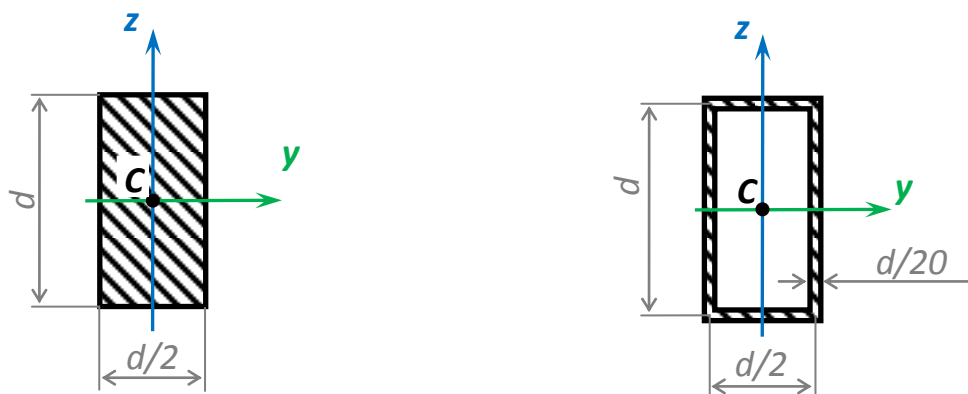
$$F = 1000 \text{ Н} ;$$

$$l = 500 \text{ мм} ;$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_T = 320 \text{ МПа} \\ [n] = 2 \end{array} \right\} [\sigma] = 160 \text{ МПа} .$$

Требуется:

- 1) Построить эпюру M внутренних изгибающих и крутящих моментов;
- 2) Подобрать диаметр профиля d ; определить наиболее опасное для круглого профиля поперечное сечение (или сечения) рамы;
- 2) В этом же сечении определить максимальные эквивалентные напряжения для двух других вариантов профиля – сплошного прямоугольного и прямоугольного тонкостенного:



Аналитический расчёт (см. [Q-02](#)) даёт следующие результаты:

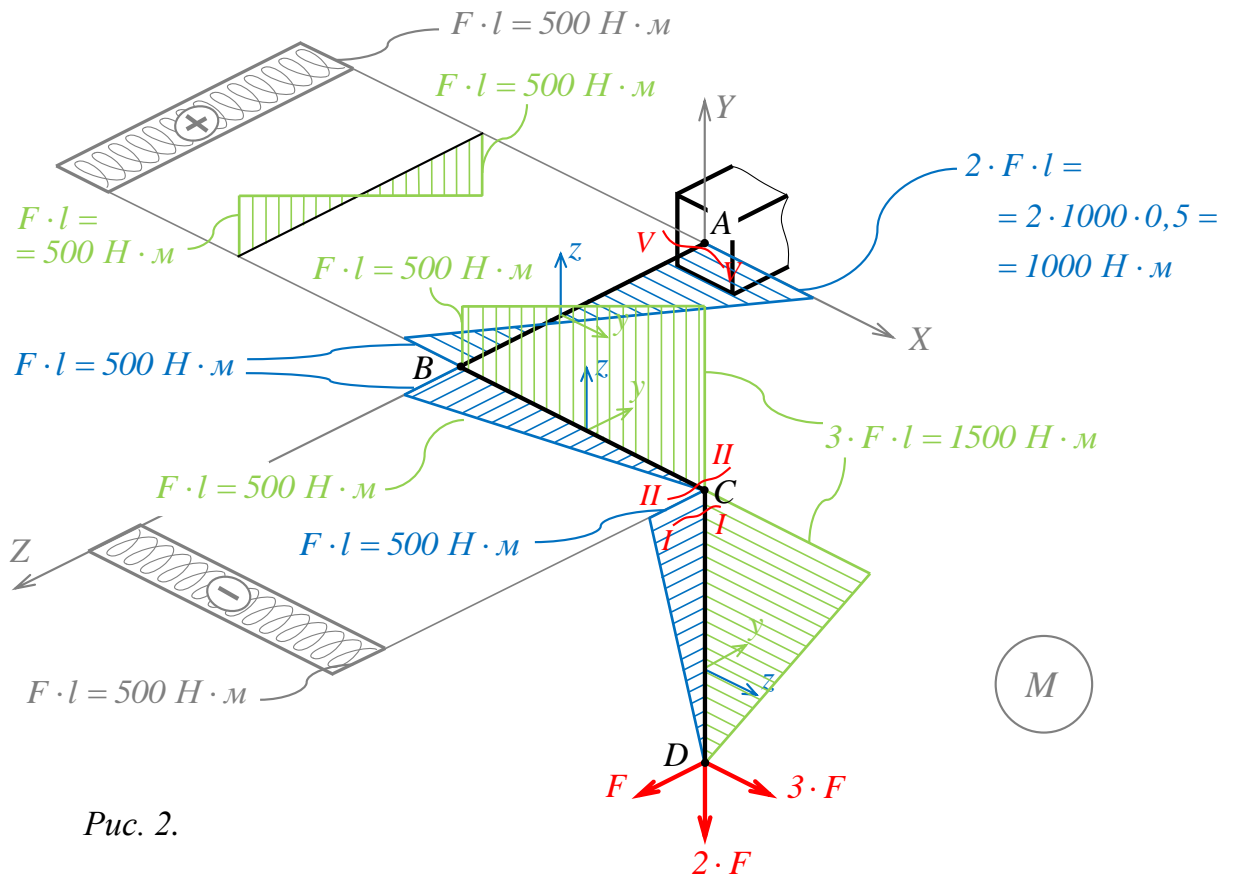


Рис. 2.

Для круглого профиля равноопасны поперечные сечения *I-I* и *II-II* (рис. 2.). Для определённости рассмотрим сечение *II-II*:

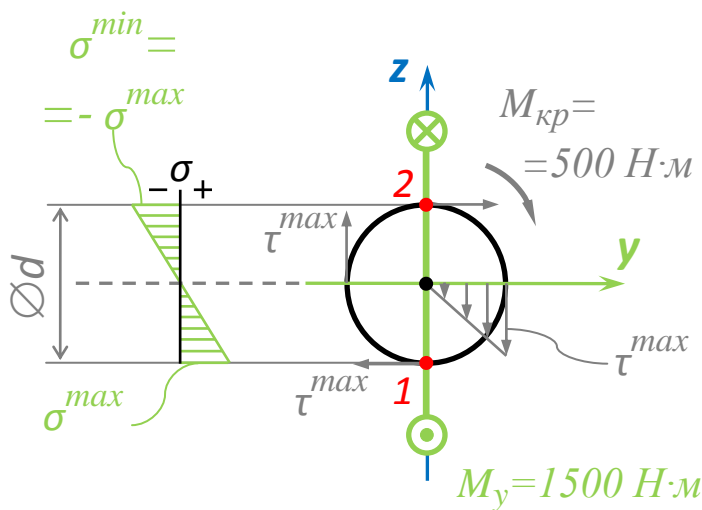


Рис. 3.

$$d = 0,04623 \text{ м};$$

$$I_{uzz} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 22,42 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_k = I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 44,84 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$\sigma^{max} = 30 \cdot \frac{F \cdot l}{d^3} = 151,8 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau^{max} = 5 \cdot \frac{F \cdot l}{d^3} = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$\sigma_{\text{экв}}^{max} = \sigma_{\text{экв}1} = \sigma_{\text{экв}2} =$$

$$= \sqrt{(\sigma^{max})^2 + 4 \cdot (\tau^{max})^2} =$$

$$= 31,62 \cdot \frac{F \cdot l}{d^3} = 160 \cdot 10^6 \text{ Па} = [\sigma].$$

Другие варианты профилей в этом же поперечном сечении II-II:

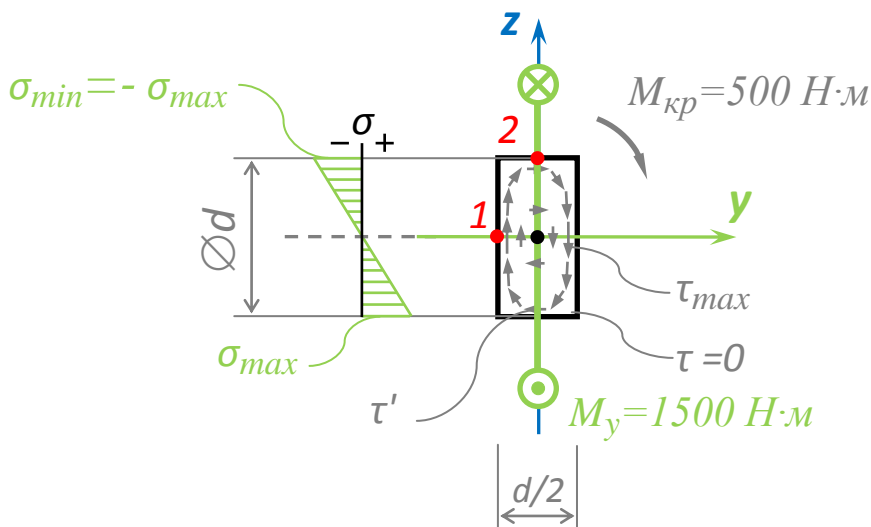


Рис. 4.

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{\frac{d}{2} \cdot d^3}{12} = \frac{d^4}{24} = \frac{0,04623^4}{12} = 19,03 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$$

$$W_y = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{\frac{d}{2} \cdot d^2}{6} = \frac{d^3}{12} = \frac{0,04623^3}{12} = 8,234 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

$$\sigma^{\max} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{1500}{8,234 \cdot 10^{-6}} = 182,2 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$I_k = \beta \cdot a \cdot b^3 = 0,229 \cdot d \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^3 = \frac{0,229 \cdot 0,04623^4}{8} = 13,07 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$$

$$W_k = \alpha \cdot a \cdot b^2 = 0,246 \cdot d \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \frac{0,246 \cdot 0,04623^3}{4} = 6,076 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

$$\tau^{\max} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{500}{6,076 \cdot 10^{-6}} = 82,29 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$\tau' = \eta \cdot \tau^{\max} = 0,795 \cdot 82,29 \cdot 10^6 = 65,42 \cdot 10^6 \text{ Па} .$$

$$\text{Точка 1: } \sigma_{\text{экв}1} = \sqrt{0 + 4 \cdot (\tau^{\max})^2} = 2 \cdot \tau^{\max} = 164,5 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$\text{Точка 2: } \sigma_{\text{экв}2} = \sqrt{(\sigma^{\max})^2 + 4 \cdot (\tau')^2} = 224,3 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

Максимальное эквивалентное напряжение в сечении :

$$\sigma_{\text{экв}}^{\max} = \max(\sigma_{\text{экв}1}, \sigma_{\text{экв}2}) = 224,3 \cdot 10^6 \text{ Па} .$$

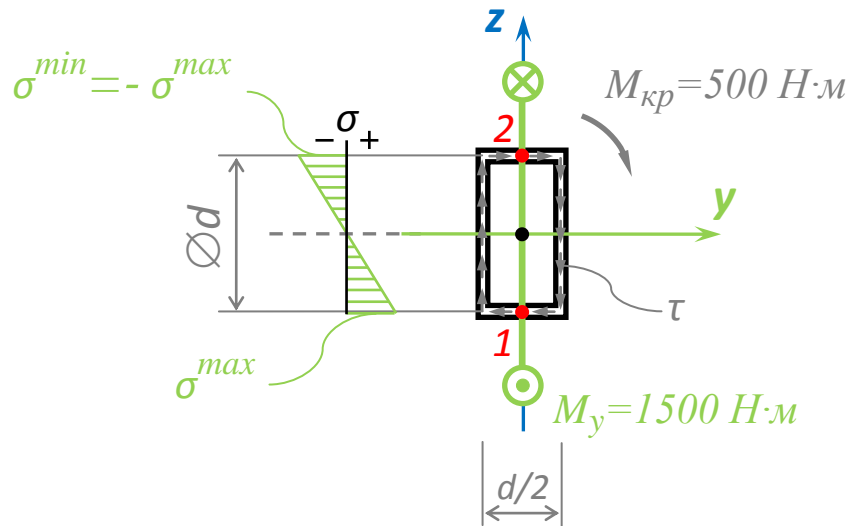


Рис. 5.

$$I_y = \underbrace{\frac{\left(\frac{d}{2} + \frac{d}{20}\right) \cdot \left(d + \frac{d}{20}\right)^3}{12}}_{\text{наружный контур}} - \underbrace{\frac{\left(\frac{d}{2} - \frac{d}{20}\right) \cdot \left(d - \frac{d}{20}\right)^3}{12}}_{\text{вырез}} = \frac{0,04623^4}{12 \cdot 20^4} \cdot [11 \cdot 21^3 - 9 \cdot 19^3] =$$

$$= 9,549 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$$

$$W_y = \frac{I_y}{z_{\max}} = \frac{I_y}{d/2} = \frac{2 \cdot I_y}{d} = \frac{2 \cdot 9,549 \cdot 10^{-8}}{0,04623} = 4,131 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

$$\sigma^{\max} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{1500}{4,131 \cdot 10^{-6}} = 363,1 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

$$A^* = d \cdot \frac{d}{2} = \frac{d^2}{2} ;$$

$$I_{\kappa} = \frac{4 \cdot A^{*2}}{\oint_s \frac{ds}{\delta}} = \frac{4 \cdot A^{*2} \cdot \delta}{\oint_s ds} = \frac{4 \cdot A^{*2} \cdot \delta}{2 \cdot d + 2 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{4 \cdot \left(\frac{d^2}{2}\right)^2 \cdot \frac{d}{20}}{3 \cdot d} = \frac{d^4}{60} = \frac{0,04623^4}{60} = 7,613 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$$

$$W_{\kappa} = 2 \cdot A^* \cdot \delta = 2 \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \frac{d}{20} = \frac{d^3}{20} = \frac{0,04623^3}{20} = 4,940 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 ;$$

$$\tau = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}} = \frac{500}{4,940 \cdot 10^{-6}} = 101,2 \cdot 10^6 \text{ Па} ;$$

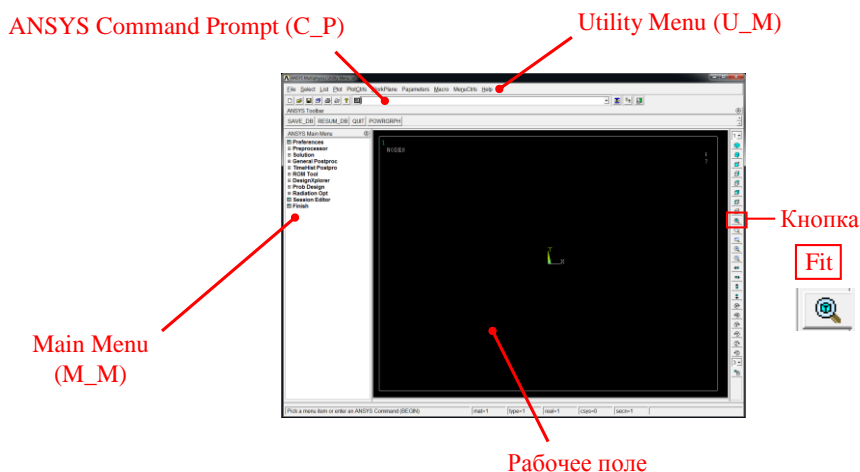
$$\sigma_{\text{экв}}^{\max} = \sigma_{\text{экв}1} = \sigma_{\text{экв}2} = \sqrt{(\sigma^{\max})^2 + 4 \cdot \tau^2} = 415,7 \cdot 10^6 \text{ Па} .$$

Задача данного примера – получить те же самые результаты методом конечных элементов. А именно:

- а) Получить эпюру M (рис.2.);
- б) Подобрать диаметр d из условия $\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = [\sigma] = 160 \text{ МПа}$ (рис.3.);
- в) Вычислить геометрические характеристики круглого, прямоугольного и коробчатого профилей при найденном значении d , а так же значения максимальных нормальных σ_{max} , касательных τ_{max} и эквивалентных $\sigma_{\text{экв}}$ напряжений для этих профилей в сечении II-II (рис. 3, 4 и 5).

Предварительные настройки:

Для решения задачи используется ANSYS Multiphysics 14.0:



С меню M_M и U_M работают мышью, выбирая нужные опции.

В окне C_P вручную вводят текстовые команды, после чего следует нажать на клавиатуре **Enter**.

Меняем чёрный цвет фона на белый:

```
U_M > PlotCtrls > Style > Colors > Reverse Video
```

Скрываем пункты меню, не относящиеся к прочностным расчётам:

```
M_M > Preferences > Отметить "Structural" > ОК
```

При построениях полезно видеть номера узлов и номера конечных элементов (один участок – один конечный элемент):

```
U_M > PlotCtrls > Numbering >
```

```
Отметить NODE
```

```
Установить Elem на "Element numbers"
```

```
Установить [/NUM] на "Colors&numbers"
```

```
> ОК
```

Для большей наглядности увеличим размер шрифта:

```
U_M > PlotCtrls > Font Controls > Legend Font >
```

```
Установить «Размер» на «22» > ОК
```

```
U_M > PlotCtrls > Font Controls > Entity Font >
```

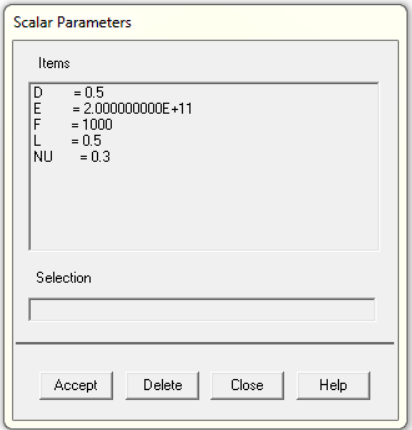
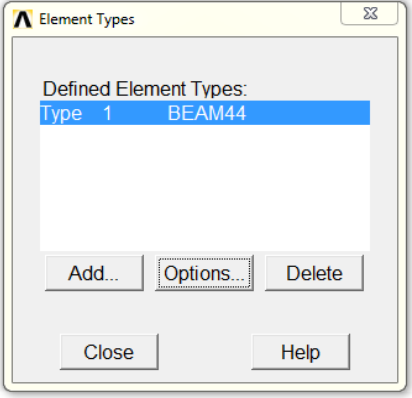
```
Установить «Размер» на «22» > ОК
```

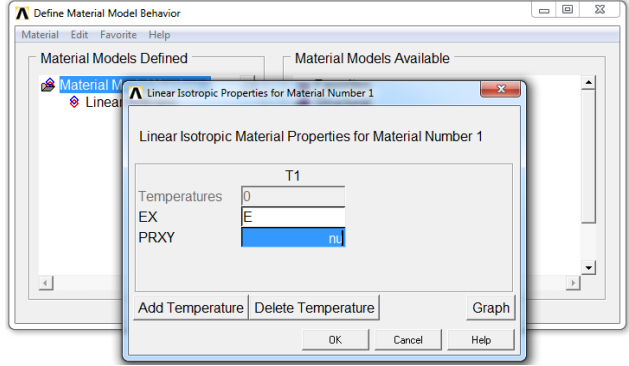
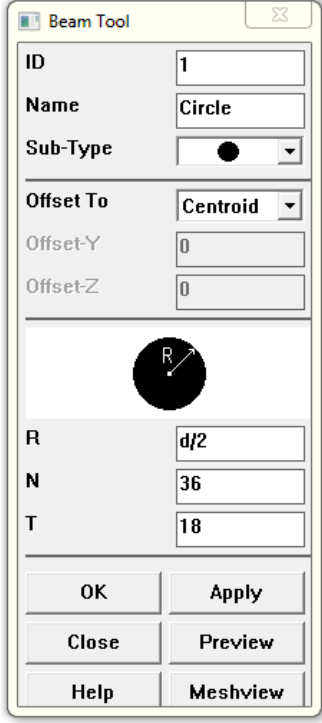
Предварительные настройки выполнены, можно приступать к решению задачи.

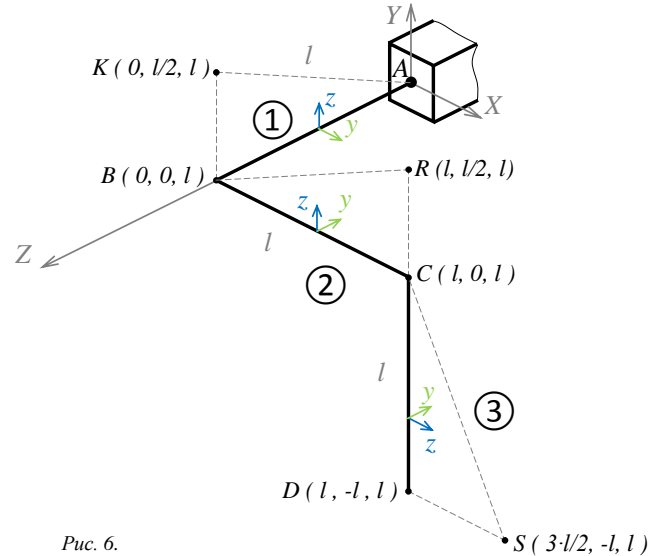


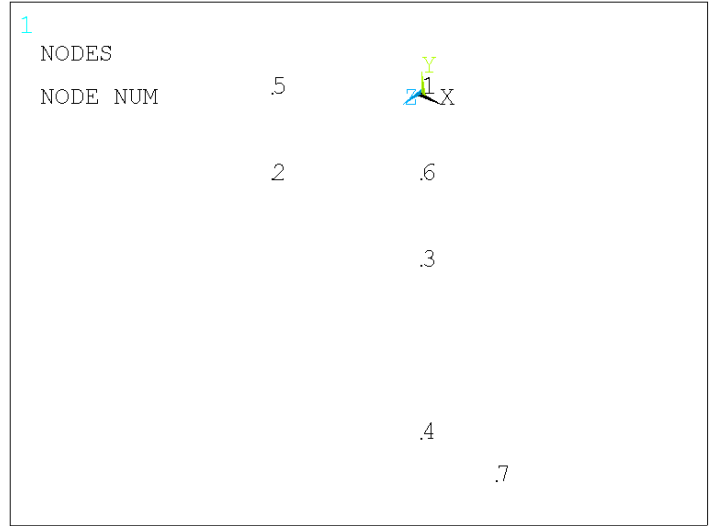
Решение задачи:

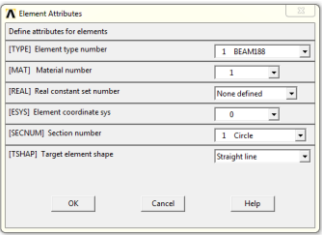
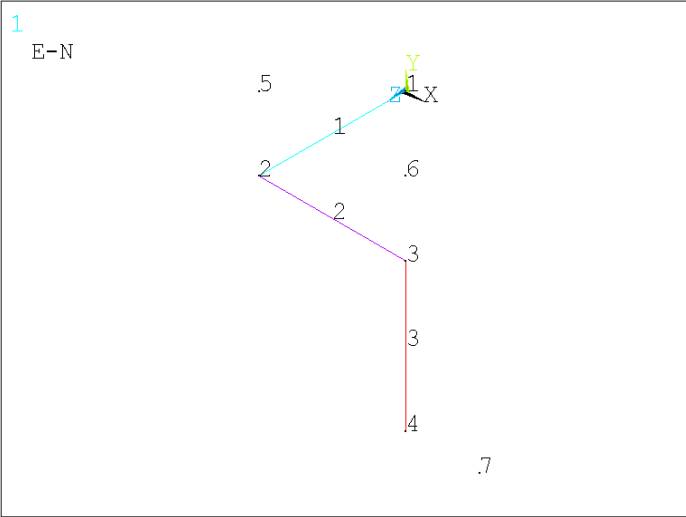
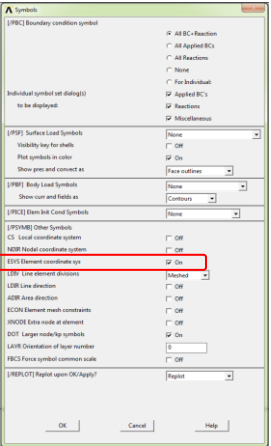
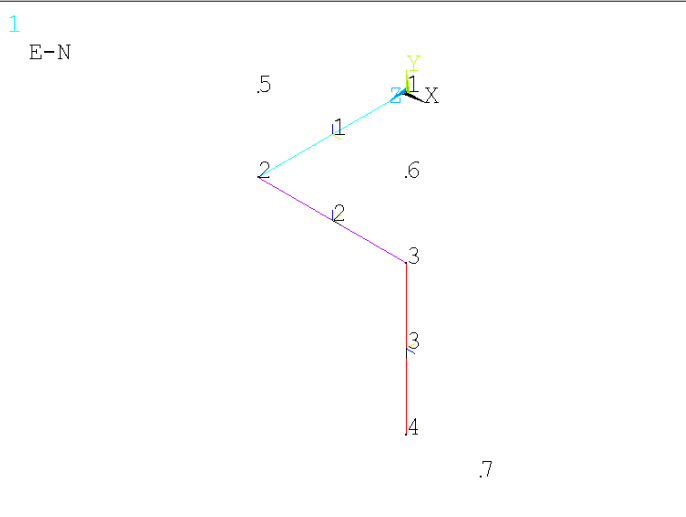
Размер d будем подбирать итерационно. В качестве первого приближения зададим ему, например, значение l .

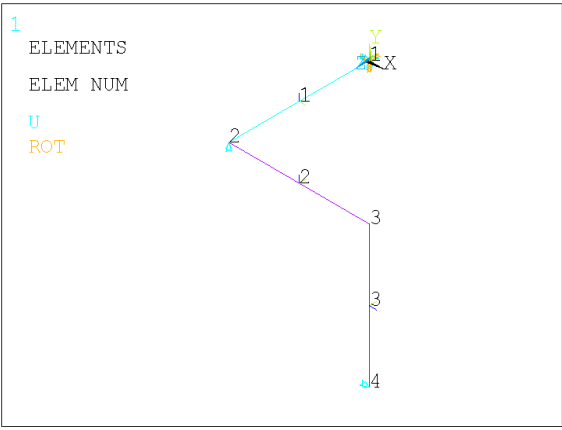
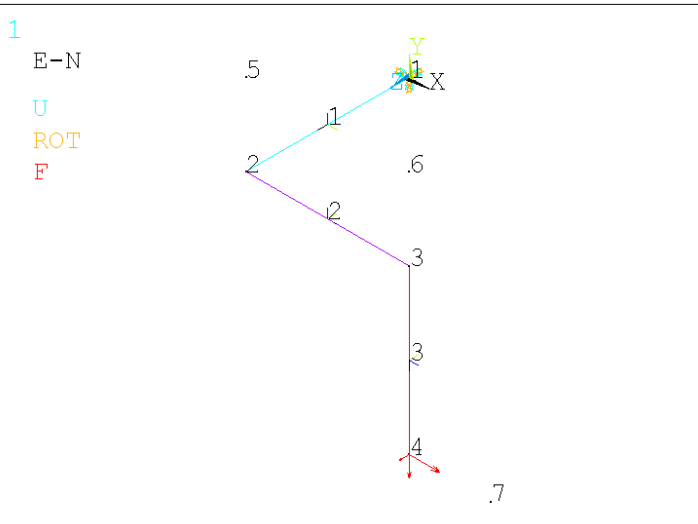
Модуль упругости первого рода материала и коэффициент Пуассона в статически определимых задачах ни на эпюру ни на напряжения не влияют. Зададим их равными среднестатистическим свойствам стали: $E=2 \cdot 10^{11}$ Па и $\nu=0,3$.

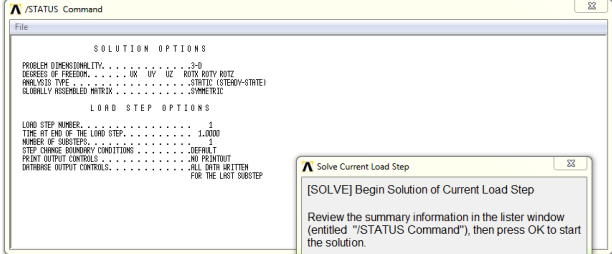
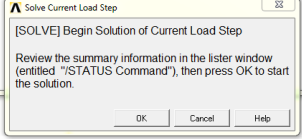
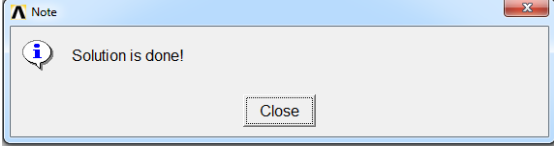
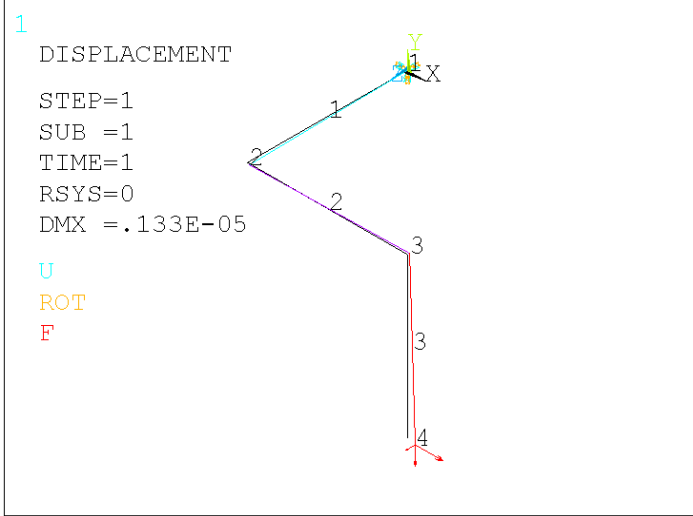
№	Действие	Результат
1	<p>Задаём параметры расчёта – базовые величины задачи:</p> <pre>U_M > Parameters > Scalar Parameters > F=1000 > Accept > l=0.5 > Accept > d=1 > Accept > E=2e11 > Accept > nu=0.3 > Accept > > Close</pre>	
2	<p>Первая строка в таблице конечных элементов – трёхмерный балочный BEAM188:</p> <pre>M_M > Preprocessor > Element Type > Add/Edit/Delete > Add Element reference number пишем 1</pre> <p>В левом окошке выбираем "Beam"</p> <p>В правом окошке "2 node 188"</p> <pre>> OK ></pre> <p>В окошке Element types отметить строку "1 BEAM188"</p> <pre>> Options ></pre> <p>K3 установить "Quadratic Form"</p> <p>K4 установить "Torsional only"</p> <pre>> OK > > Close</pre>	

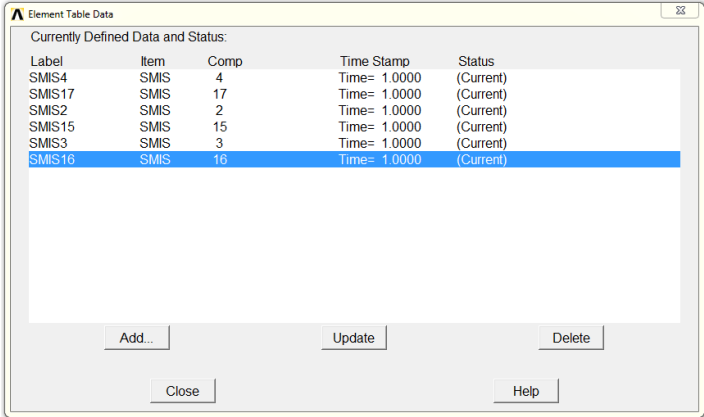
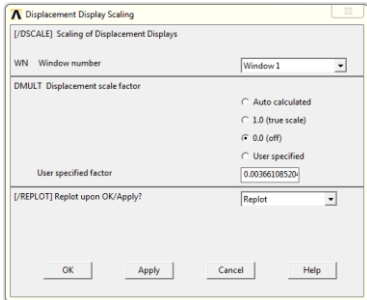
№	Действие	Результат
3	<p><i>Свойства материала стержня – модуль упругости и коэффициент Пуассона:</i></p> <p>M_M > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural > Linear > Elastic > Isotropic > EX пишем "E", PRXY пишем "nu" > ОК</p> <p>Закрываем окно «Define Material Model Behavior».</p>	
4	<p><i>Круглое поперечное сечение диаметром d:</i></p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Common Sections ID пишем 1 NAME пишем, например, Circle Sub-Type установить изображение круга R пишем d/2 (это радиус круга) N пишем, например, 36 (секторов) T пишем, например, 18 (колец) > ОК</p>	

№	Действие	Результат
Конечноэлементная модель		
5	<p><i>Координаты узлов рамы:</i></p> <p>Определяемся с положением узлов рамы относительно глобальной декартовой системы координат. Начало отсчёта поместим, например, в заделке рамы.</p> <p>A, B, C и D – узлы конструктивные;</p> <p>K, R и S – узлы ориентационные, вместе с осью стержня они задают плоскость, в которой будет лежать ось z его поперечного сечения.</p>	 <p style="text-align: center;"><i>Рис. 6.</i></p>
6	<p><i>Проставляем узлы модели $A \rightarrow 1, B \rightarrow 2, C \rightarrow 3, D \rightarrow 4, K \rightarrow 5, R \rightarrow 6$ и $S \rightarrow 7$:</i></p> <pre>M_M> Preprocessor> Modeling> Create> Nodes> In Active CS> NPT пишем 1 > X,Y,Z пишем 0,0,0 > Apply > NPT пишем 2 > X,Y,Z пишем 0,0,l > Apply > NPT пишем 3 > X,Y,Z пишем l,0,l > Apply > NPT пишем 4 > X,Y,Z пишем l,-l,l > Apply > NPT пишем 5 > X,Y,Z пишем 0,l/2,l > Apply > NPT пишем 6 > X,Y,Z пишем l,l/2,l > Apply > NPT пишем 7 > X,Y,Z пишем l*3/2,-l,l > ОК</pre> <p>Прорисовываем всё, что есть: U_M > Plot > Multi-Plots</p> <p>Изометрия:  Автоформат: </p>	

№	Действие	Результат
7	<p><i>Балочные конечные элементы (протягиваем по направлениям осей X, Y и Z):</i></p> <p>Свойства будущих конечных элементов:</p> <pre>M_M> Preprocessor> Modeling> Create> Elements> ElemAttributes> [TYPE]установить "1 BEAM188" [MAT]установить "1" [SECNUM]установить "1 Circle" > OK</pre>  <p>Элементы ①, ② и ③:</p> <pre>M_M > Preprocessor > Modeling > Create > Elements > > Auto Numbered > Thru Nodes ></pre> <p>Левой кнопкой мыши последовательно кликаем на узлы 1, 2, 5 > Apply > 2, 3, 6 > Apply > 3, 4, 7 > OK</p> <p>Прорисовываем всё, что есть: U_M > Plot > Multi-Plots</p>	
8	<p><i>Проверяем ориентацию поперечного сечения на стержнях рамы:</i></p> <p>Прорисовка осей систем координат балочных конечных элементов:</p> <pre>U_M > PlotCtrls > Symbols ></pre> <p>ESYS ставим галочку On > OK</p> <p>Оси z (синяя чёрточка) и y (зелёная чёрточка) расположены так, как нужно, в соответствии с рис.3.</p> 	

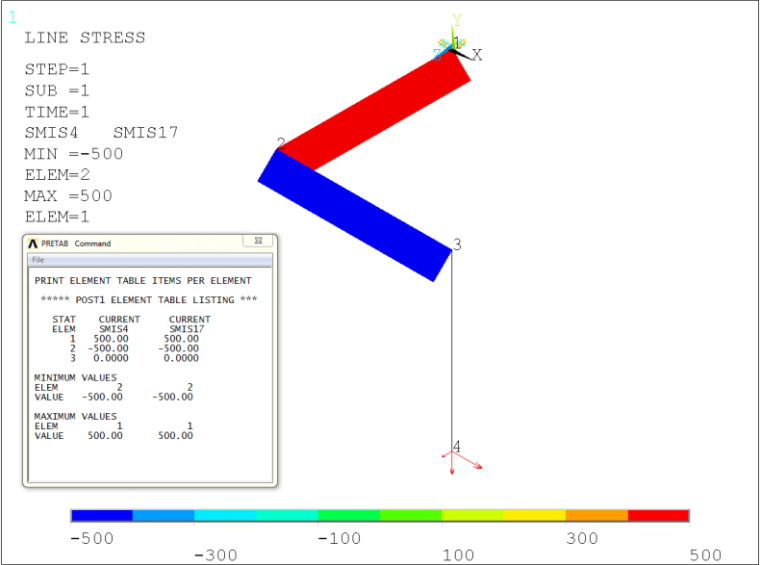
№	Действие	Результат
9	<p><i>Закрепления:</i></p> <p>M_M > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > > Structural > Displacement > On Nodes > Левой кнопкой мыши нажать на узел 1 > OK > Lab2 установить "All DOF" > OK</p> <p>Прорисовываем всё, что есть: U_M > Plot > Multi-Plots</p>	
10	<p><i>Нагрузка (внешние сосредоточенные силы):</i></p> <p>M_M > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > > Structural > Force/Moment > On Nodes > Левой кнопкой мыши кликнуть на узел 4 > OK > Lab установить "FX" VALUE установить "3*F" > Apply ></p> <p>Левой кнопкой мыши кликнуть на узел 4 > OK > Lab установить "FY" VALUE установить "-2*F" > Apply ></p> <p>Левой кнопкой мыши кликнуть на узел 4 > OK > Lab установить "FZ" VALUE установить "F" > OK</p> <p>Прорисовываем всё, что есть: U_M > Plot > Multi-Plots</p>	

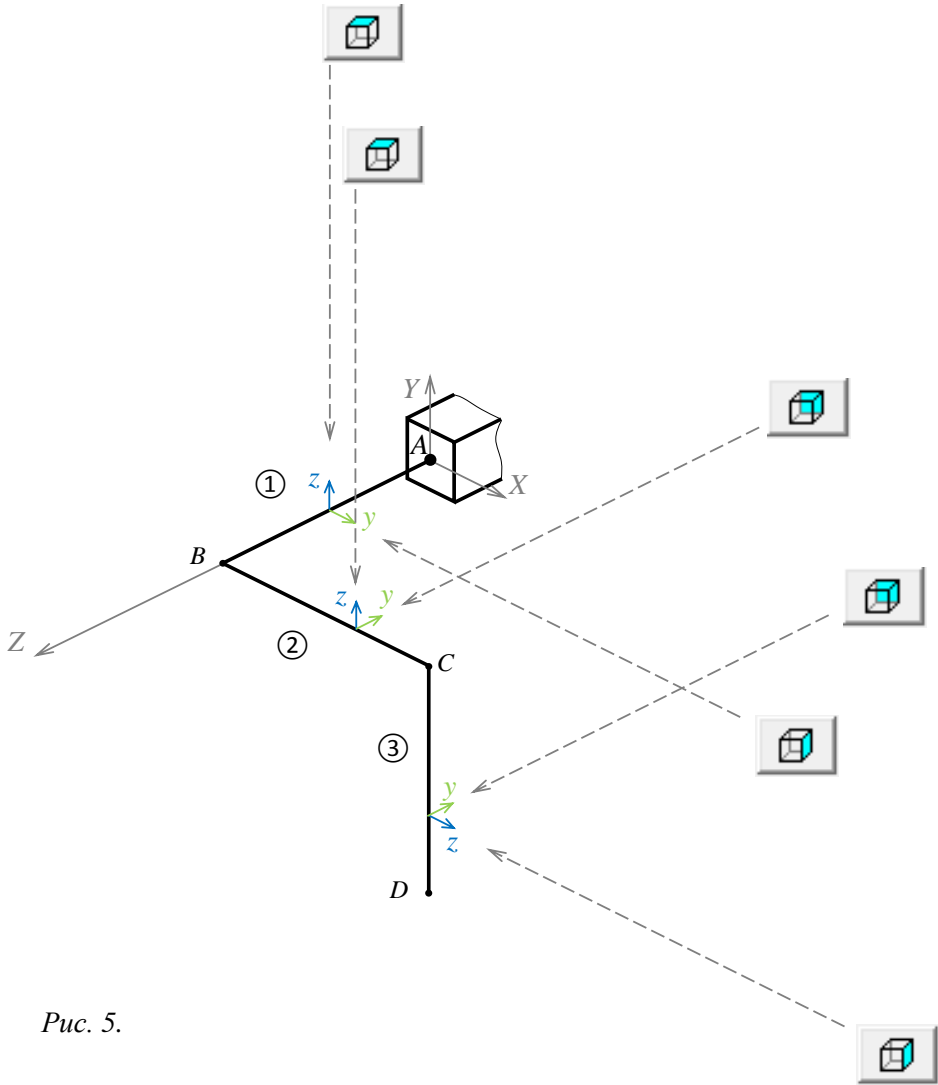
№	Действие	Результат
Расчёт		
11	<p><i>Запускаем расчёт:</i></p> <pre>M_M > Solution > Solve > Current LS</pre> <p>Синхронно появляются два окна: белое информационное и серое исполнительное. Белое закрываем, на сером нажимаем ОК. Расчёт пошёл. Когда он закончится, появится окно «Solution is done!». Закройте это окно. Расчёт окончен.</p>	  
Просмотр результатов		
12	<p><i>Форма упругой оси нагруженной рамы:</i></p> <pre>M_M > General Postproc > Plot Results > Deformed Shape > KUND установить Def + undeformed > OK</pre> <p>Некоторые символы пропадают. Восстановим их:</p> <pre>U_M > PlotCtrls > Symbols > Boundary condition устанавливаем "All Applied BCs" > OK</pre> <p>Форма стержня до нагружения (недеформированная) изображена сеткой чёрным цветом, форма после нагружения (деформированная) изображена цветными осями балочных конечных элементов. Оси локальных систем координат на элементах, как видите, не прорисовываются.</p>	



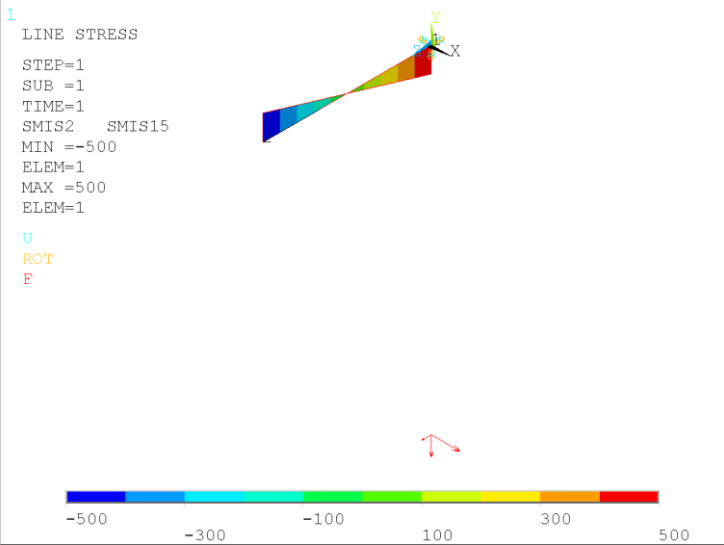


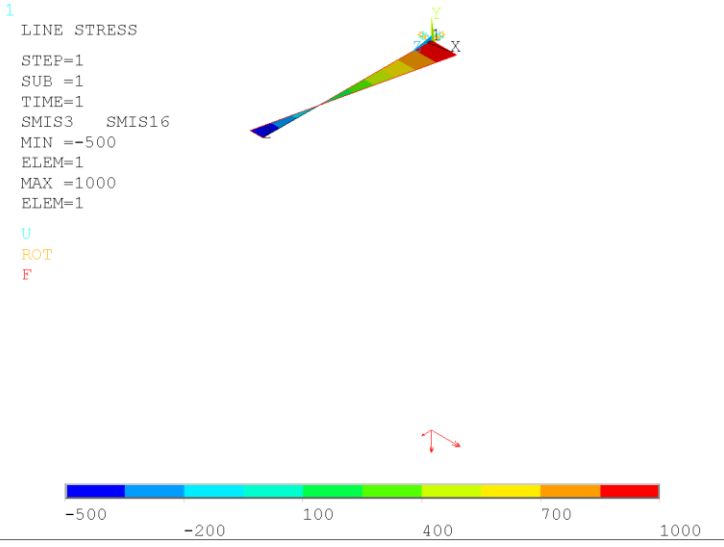
№	Действие	Результат																																			
13	<p><i>Расчёт эюр внутренних моментов:</i></p> <p>Внутренний крутящий момент $M_{кр}$:</p> <p>M_M > General Postproc > Element Table > Define Table > Add > "By sequence num", "SMISC,", "4" > Apply > "By sequence num", "SMISC,", "17" > OK</p> <p>Внутренний изгибающий момент M_y:</p> <p>M_M > General Postproc > Element Table > Define Table > Add > "By sequence num", "SMISC,", "2" > Apply > "By sequence num", "SMISC,", "15" > Apply ></p> <p>Внутренний изгибающий момент M_z:</p> <p>M_M > General Postproc > Element Table > Define Table > Add > "By sequence num", "SMISC,", "3" > Apply > "By sequence num", "SMISC,", "16" > OK > > Close</p>	 <table border="1"> <thead> <tr> <th>Label</th> <th>Item</th> <th>Comp</th> <th>Time Stamp</th> <th>Status</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SMIS4</td> <td>SMIS</td> <td>4</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> <tr> <td>SMIS17</td> <td>SMIS</td> <td>17</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> <tr> <td>SMIS2</td> <td>SMIS</td> <td>2</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> <tr> <td>SMIS15</td> <td>SMIS</td> <td>15</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> <tr> <td>SMIS3</td> <td>SMIS</td> <td>3</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> <tr style="background-color: #0070C0; color: white;"> <td>SMIS16</td> <td>SMIS</td> <td>16</td> <td>Time= 1.0000</td> <td>(Current)</td> </tr> </tbody> </table>	Label	Item	Comp	Time Stamp	Status	SMIS4	SMIS	4	Time= 1.0000	(Current)	SMIS17	SMIS	17	Time= 1.0000	(Current)	SMIS2	SMIS	2	Time= 1.0000	(Current)	SMIS15	SMIS	15	Time= 1.0000	(Current)	SMIS3	SMIS	3	Time= 1.0000	(Current)	SMIS16	SMIS	16	Time= 1.0000	(Current)
Label	Item	Comp	Time Stamp	Status																																	
SMIS4	SMIS	4	Time= 1.0000	(Current)																																	
SMIS17	SMIS	17	Time= 1.0000	(Current)																																	
SMIS2	SMIS	2	Time= 1.0000	(Current)																																	
SMIS15	SMIS	15	Time= 1.0000	(Current)																																	
SMIS3	SMIS	3	Time= 1.0000	(Current)																																	
SMIS16	SMIS	16	Time= 1.0000	(Current)																																	
14	<p><i>Эюры будем смотреть на недеформированной форме:</i></p> <p>U_M > PlotCtrls > Style > Displacement Scaling > DMULT устанавливаем "0.0 (off)" > OK</p>																																				



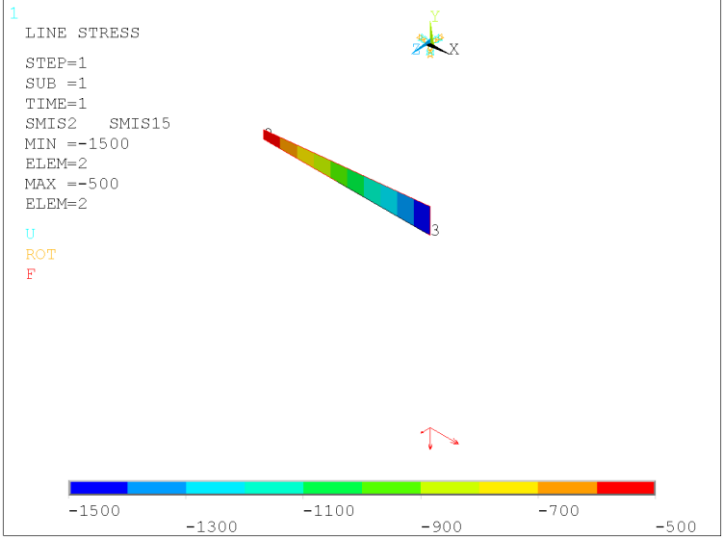


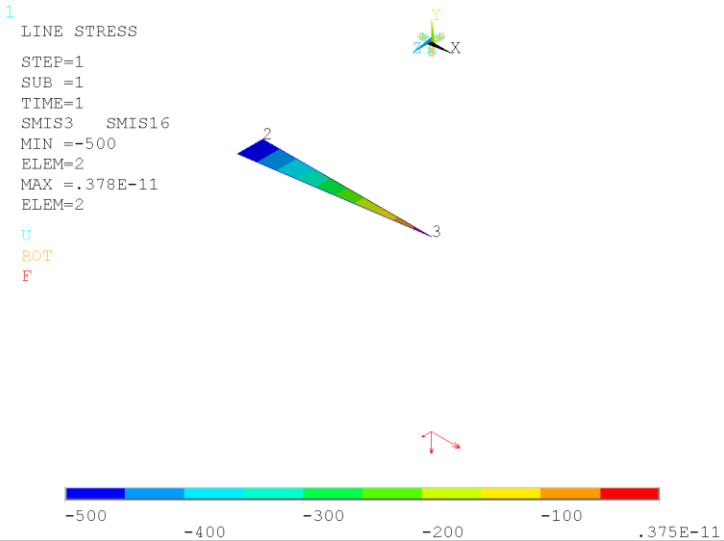
№	Действие	Результат
15	<p><i>Цветовая шкала будет состоять из десяти цветов:</i></p> <p>U_M > PlotCtrls > Style > Contours > Uniform Contours > NCONT пишем 10 > OK</p>	



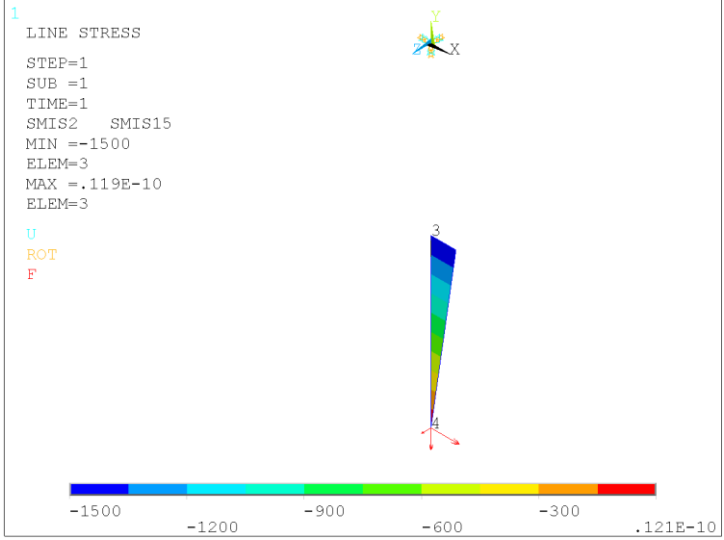


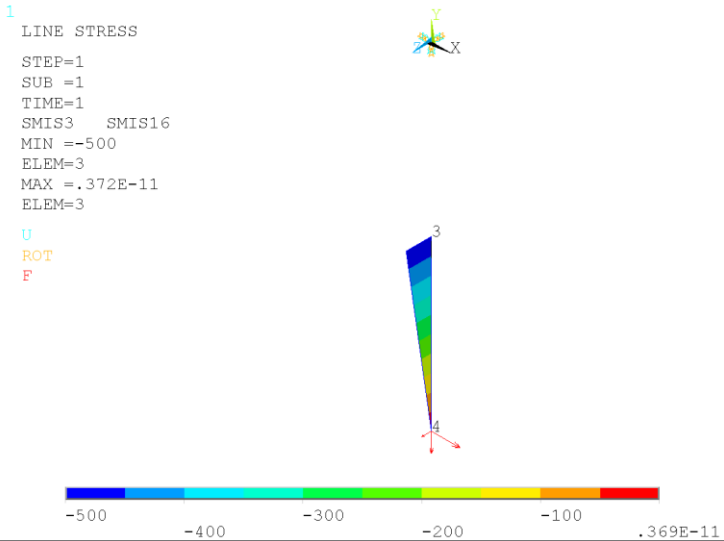
Эпюра внутреннего крутящего момента на всей раме

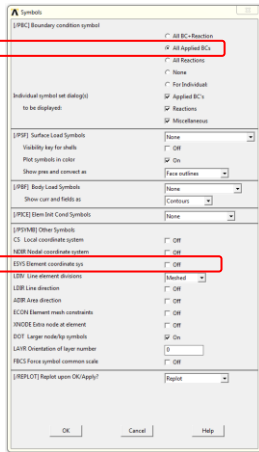
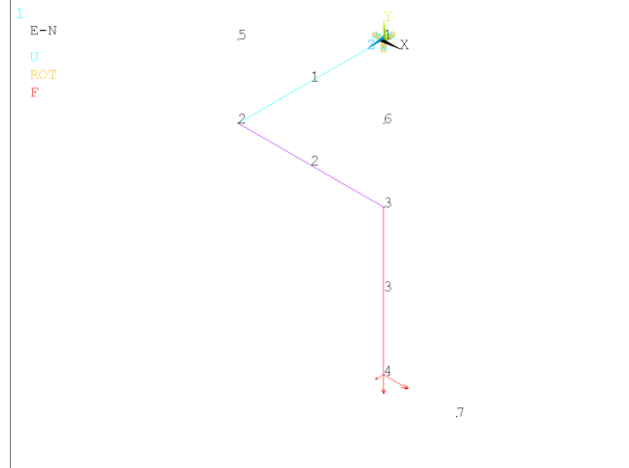
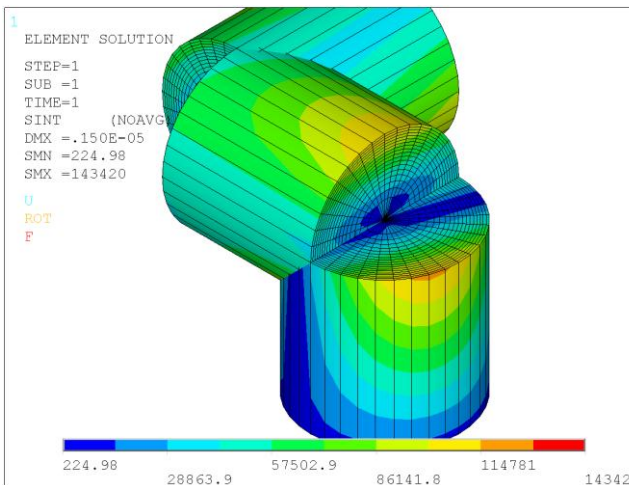
16	<p><i>Эпюра внутреннего крутящего момента Mкр сразу на всей раме:</i></p> <p>Прорисовка эпюры Mкр: M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res > LabI установить "SMIS4" LabJ установить "SMIS17" > OK</p> <p>Распечатка эпюры Mкр: M_M > General Postproc > List Results > > Elem Table Data > Line Elem Res > В списке отмечаем "SMIS4" и "SMIS10" > OK</p> <p>Знаки и модули крутящих моментов на всех трёх стержнях совпадают с результатом аналитического расчёта (рис. 2).</p>	
----	--	--


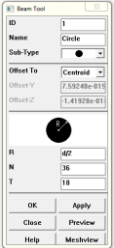
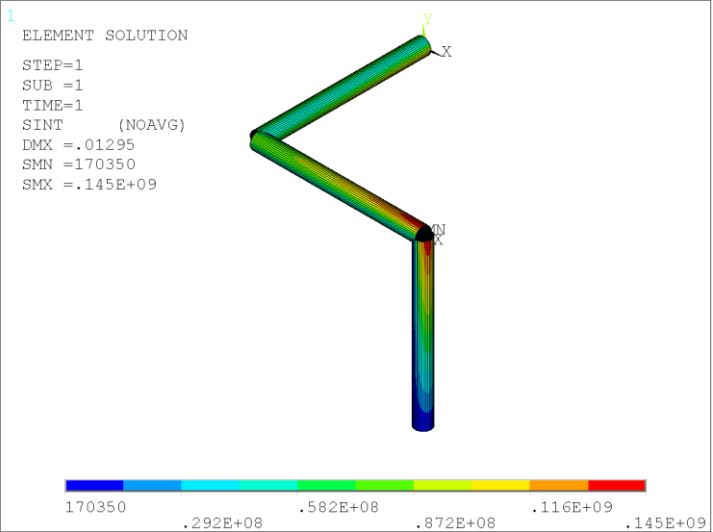
№	Действие	Результат
Эпюры внутренних изгибающих моментов рисуем поэлементно		
17	<p>К сожалению, эпюры изгибающих моментов ANSYS показывает не в плоскости действия момента, а в плоскости, перпендикулярной взгляду наблюдателя.</p> <p>Для того, чтобы корректно просматривать эпюру внутреннего изгибающего элемента, нужно на сам элемент смотреть с острия оси изгиба. Определимся с ракурсами просмотра эпюр:</p>	 <p style="text-align: center;">Рис. 5.</p>

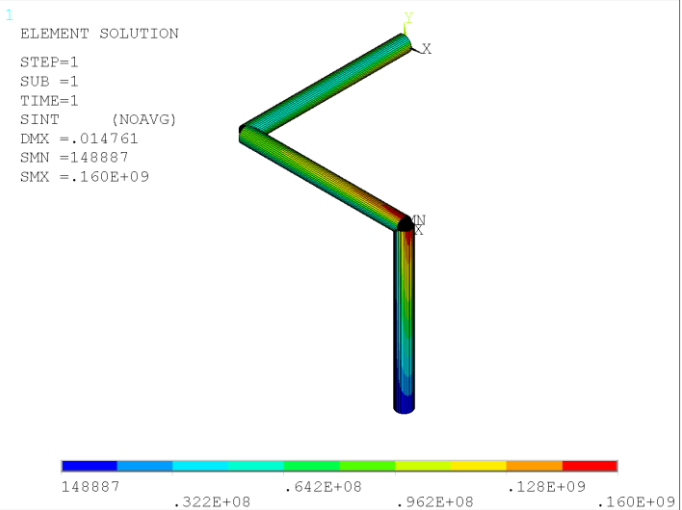
№	Действие	Результат
18	<p>Эпюра внутреннего изгибающего момента M_y на элементе ①:</p> <p>Выделяем балочный конечный элемент №1:</p> <p>C_P > ESEL,S,,,1 > Enter</p> <p>U_M > Plot > Multi-Plots</p> <p>Вид справа: </p> <p>Прорисовка эпюры M_y:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS2"</p> <p>LabJ установить "SMIS15"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	 <pre> 1 LINE STRESS STEP=1 SUB =1 TIME=1 SMIS2 SMIS15 MIN =-500 MAX =500 ELEM=1 U ROT F </pre>
19	<p>Эпюра внутреннего изгибающего момента M_z на том же элементе ①:</p> <p>Вид сверху: </p> <p>Прорисовка эпюры M_z:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS3"</p> <p>LabJ установить "SMIS16"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	 <pre> 1 LINE STRESS STEP=1 SUB =1 TIME=1 SMIS3 SMIS16 MIN =-500 MAX =1000 ELEM=1 U ROT F </pre>

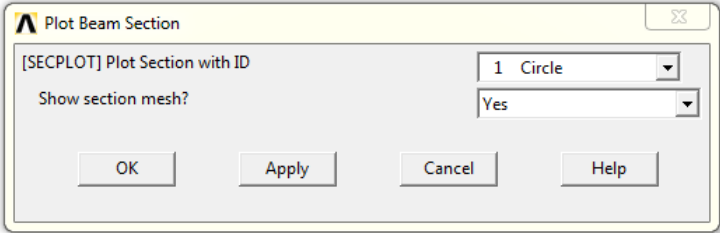
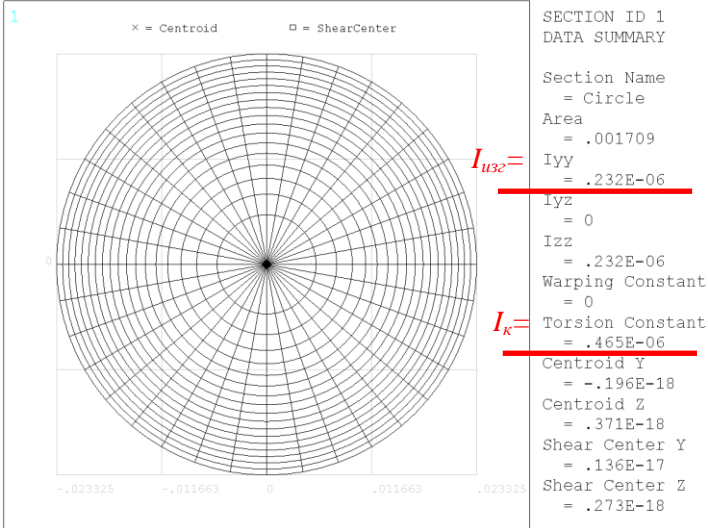
№	Действие	Результат
20	<p>Эюра внутреннего изгибающего момента M_y на элементе ②:</p> <p>Выделяем балочный конечный элемент №2:</p> <p>C_P > ESEL,S,,,2 > Enter</p> <p>U_M > Plot > Multi-Plots</p> <p>Вид сзади: </p> <p>Прорисовка эюры M_y:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS2"</p> <p>LabJ установить "SMIS15"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	
21	<p>Эюра внутреннего изгибающего момента M_z на том же элементе ②:</p> <p>Вид сверху: </p> <p>Прорисовка эюры M_z:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS3"</p> <p>LabJ установить "SMIS16"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	


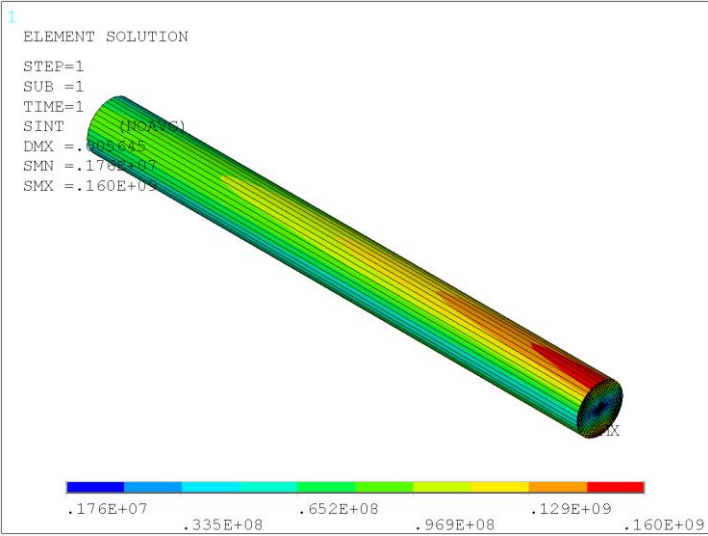


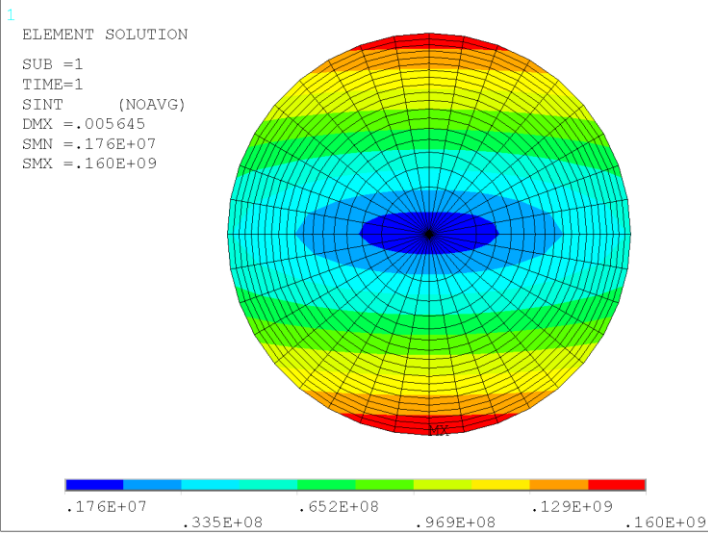
№	Действие	Результат
22	<p>Эпюра внутреннего изгибающего момента M_y на элементе ③:</p> <p>Выделяем балочный конечный элемент №3:</p> <p>C_P > ESEL,S,,,3 > Enter</p> <p>U_M > Plot > Multi-Plots</p> <p>Вид сзади: </p> <p>Прорисовка эпюры M_y:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS2"</p> <p>LabJ установить "SMIS15"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	 <pre> 1 LINE STRESS STEP=1 SUB =1 TIME=1 SMIS2 SMIS15 MIN =-1500 ELEM=3 MAX =.119E-10 ELEM=3 U ROT F </pre>
23	<p>Эпюра внутреннего изгибающего момента M_z на элементе ③:</p> <p>Вид справа: </p> <p>Прорисовка эпюры M_z:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Line Elem Res ></p> <p>LabI установить "SMIS3"</p> <p>LabJ установить "SMIS16"</p> <p>> ОК</p> <p>Изометрия: </p>	 <pre> 1 LINE STRESS STEP=1 SUB =1 TIME=1 SMIS3 SMIS16 MIN =-500 ELEM=3 MAX =.372E-11 ELEM=3 U ROT F </pre>

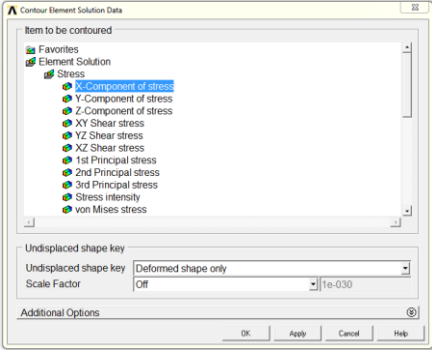
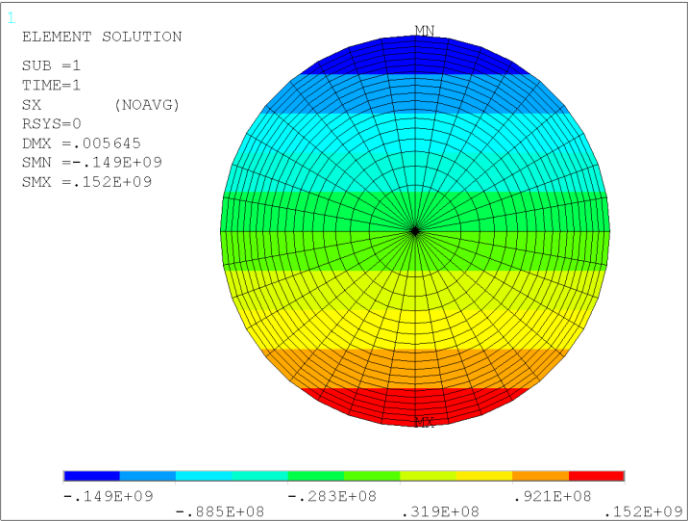
№	Действие	Результат
Подбираем диаметр профиля из условия $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{max}} = [\sigma] = 160 \cdot 10^6 \text{ Па}$		
24	<p>Подготовка к просмотру эквивалентных напряжений:</p> <p>Выделить всё:</p> <p>U_M > Select > Everything ></p> <p>U_M > Plot > Multi-Plots</p> <p>Отмена прорисовки осей систем координат элементов:</p> <p>U_M > PlotCtrls > Symbols ></p> <p>[/PBC] устанавливаем на All Applied BCs</p> <p>ESYS убираем галочку Off</p> <p>> OK</p> <p>Прорисовываем всё, что есть: U_M > Plot > Multi-Plots</p>	 
25	<p>Эквивалентные напряжения (теория максимального касательного напряжения Треска – Сен-Венана):</p> <p>Прорисовываем элементы полноразмерно:</p> <p>U_M > PlotCtrls > Style > Size and Shape ></p> <p>[/ESHAPE] установить галочку "On"</p> <p>> OK</p> <p>Эквивалентные напряжения:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results ></p> <p>> Contour Plot > Element Solu></p> <p>> Element Solution> Stress> Stress intensity</p> <p>> OK</p> <p>Видим: при $d=l=0,5 \text{ м}$ напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{max}} = 143420 \text{ Па}$.</p>	 <p>ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.150E-05 SMN =224.98 SMX =143420</p> <p>U ROT F</p> <p>224.98 28863.9 57502.9 86141.8 114781 143420</p>

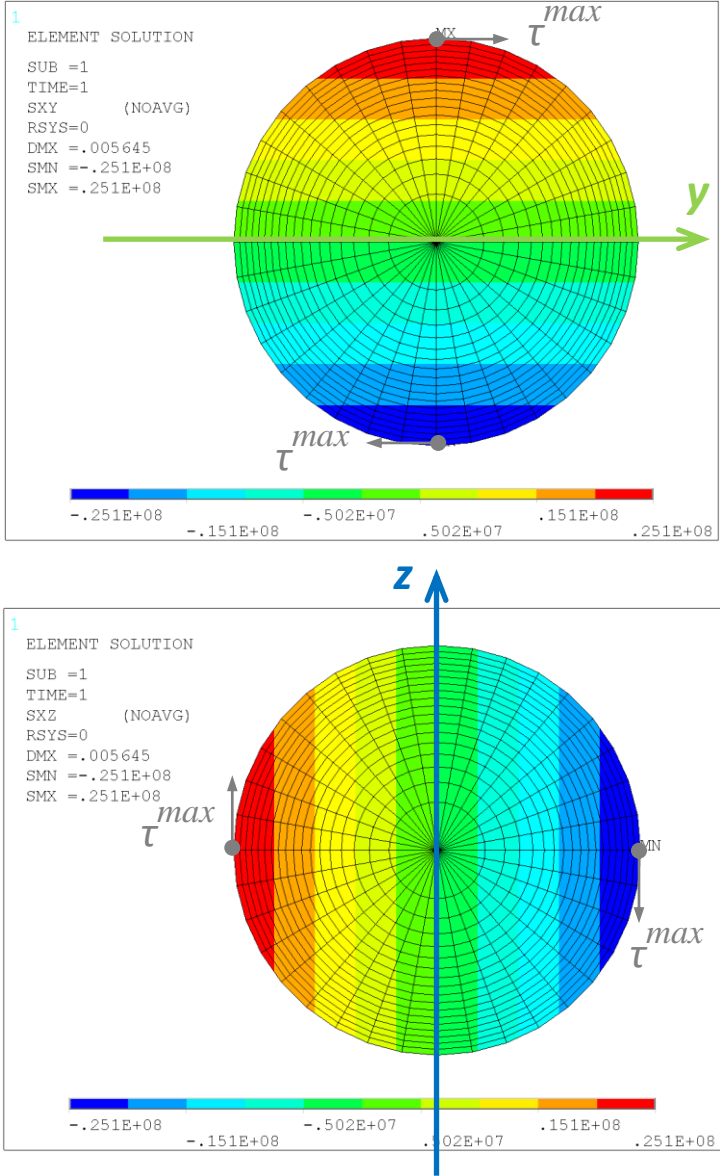
№	Действие	Результат
26	<p>Первая итерация (подбираем значение d):</p> <p>Во сколько раз полученные максимальные напряжения меньше желаемого результата?</p> $\Delta = \frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}}}{[\sigma]} = \frac{143420}{160 \cdot 10^6} = 8,964 \cdot 10^{-4} .$ <p>Новое значение d:</p> $d_{\text{новое}} = d_{\text{старое}} \cdot \sqrt[3]{\Delta} = 0,5 \cdot \sqrt[3]{8,964 \cdot 10^{-4}} = 0,5 \cdot 0,09642 = 0,04821 \text{ м} .$ <p>Меняем значение параметра d:</p> <p>U_M > Parameters > Scalar Parameters > d=0.04821 > Accept > > Close</p>  <p>Новый размер сечения в соответствии с новым d:</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Common Sections ID пишем 1 R пишем $d/2$ > OK</p>  <p>Запускаем расчёт:</p> <p>M_M > Solution > Solve > Current LS > OK > Close</p> <p>Эквивалентные напряжения:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > Element Solu > Element Solution > Stress > Stress intensity > OK</p> <p>Видим: при $d=l=0,04821$ м напряжение $\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 145 \cdot 10^6 \text{ Па} .$</p>	 <p>ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.01295 SMN =170350 SMX =.145E+09</p>

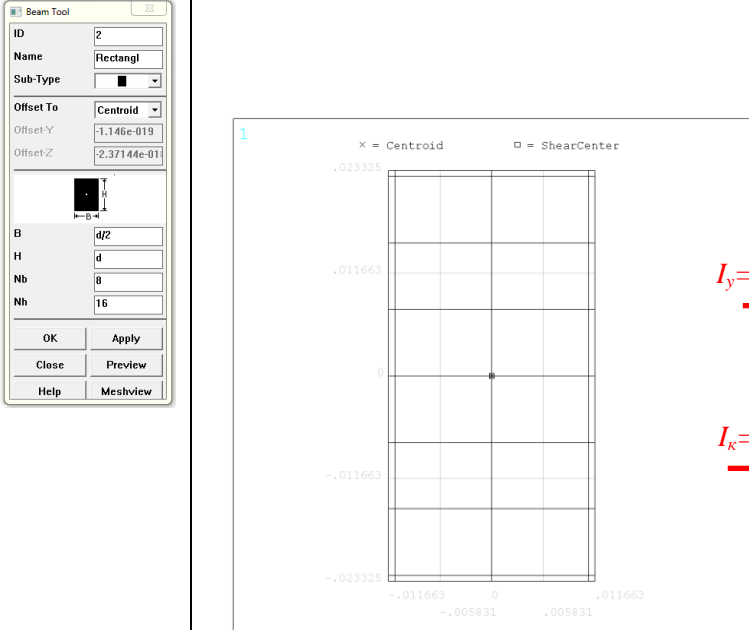
№	Действие	Результат
27	<p>Вторая итерация (подбираем значение d):</p> $\Delta = \frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}}}{[\sigma]} = \frac{145 \cdot 10^6}{160 \cdot 10^6} = 0,9063;$ $d_{\text{новое}} = d_{\text{старое}} \cdot \sqrt[3]{\Delta} = 0,04821 \cdot \sqrt[3]{0,9063} = 0,04665 \text{ м.}$ <p>Меняем значение параметра d:</p> <p>U_M > Parameters > Scalar Parameters > d=0.04665 > Accept > Close</p> <p>Новый размер сечения в соответствии с новым d:</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Common Sections ID пишем 1 R пишем $d/2$ > ОК</p> <p>Запускаем расчёт:</p> <p>M_M > Solution > Solve > Current LS > ОК > Close</p> <p>Эквивалентные напряжения:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > Element Solu > > Element Solution > Stress > Stress intensity > ОК</p> <p>Видим: при $d=0,04665$ м напряжение $\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 160 \cdot 10^6 \text{ Па} = [\sigma]$.</p> <p>Поскольку желаемый результат достигнут ($\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = [\sigma]$) уточнять значение параметра d далее не будем, принимаем</p> $d=0,04665 \text{ м}$ <p>что на 0,9% отличается от результата аналитического расчёта (рис. 3.).</p>	 <p>Максимальные эквивалентные напряжения (красный цвет и надпись MX) реализуются в поперечных сечениях I-I и II-II, что так же соответствует результатам аналитического расчёта (рис. 2.)</p>



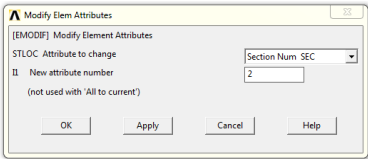
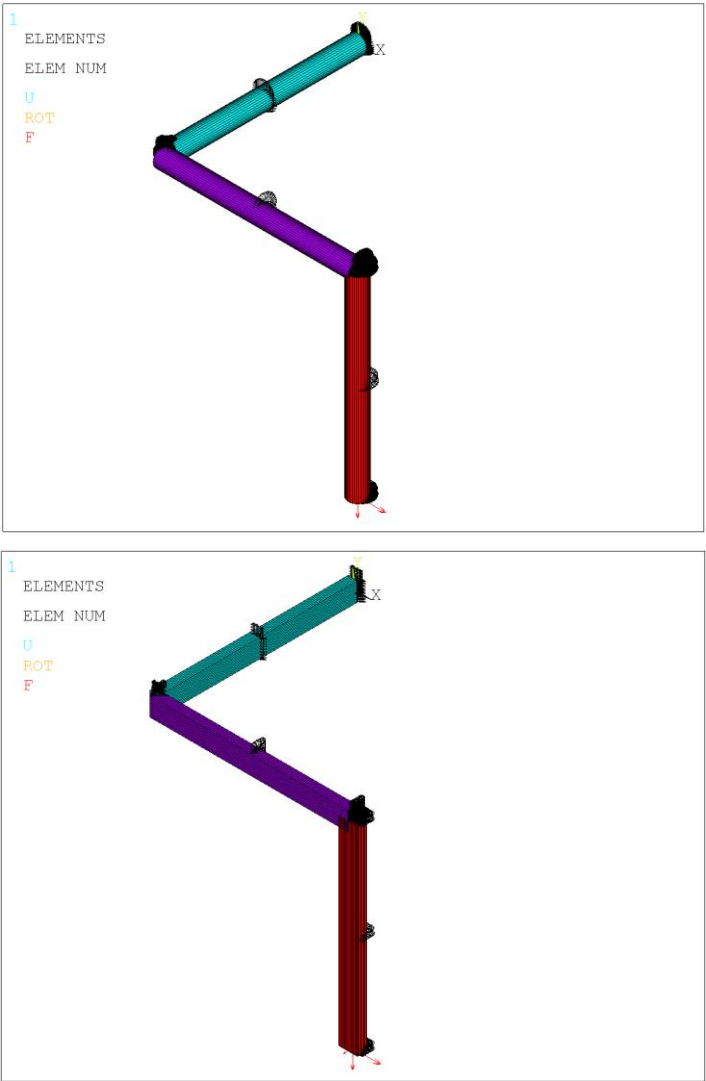
№	Действие	Результат
28	<p>Геометрические характеристики круглого профиля при найденном значении диаметра d:</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Plot Section [Secplot] установить "1 Circle" Show section mesh? установить "Yes" > OK</p>  <p>Видим:</p> $I_y = 23,2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ $I_k = 46,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ <p>Эти численные значения на 3,6% отличаются от своих аналитических аналогов (рис. 3.). Отличия связаны с разницей аналитического и численного значений d.</p>	

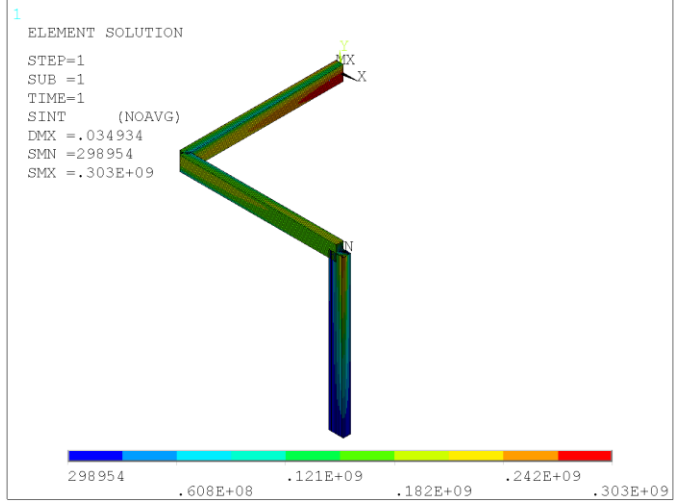

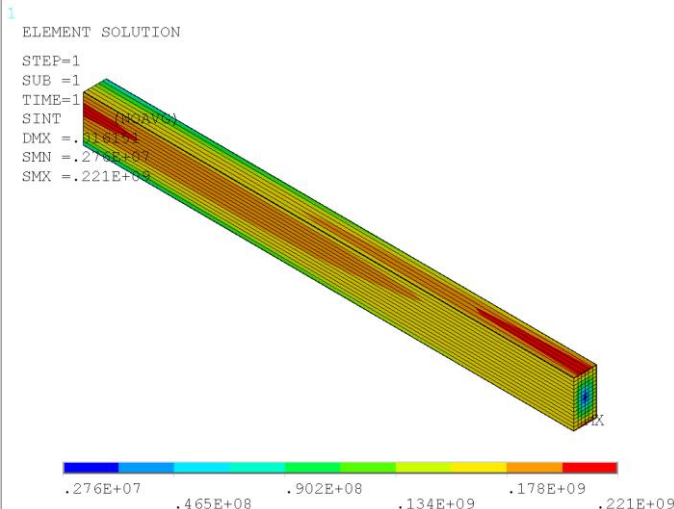
№	Действие	Результат
Напряжения в поперечном сечении II-II		
29	<p>Участок ② (рис. 6):</p> <p>U_P > Select > Entites Устанавливаем "Elements" и "By Num/Pick" Селектор на "From Full" > ОК</p> <p>Кликаем левой кнопкой мыши на средний из трёх элементов рамы > ОК</p> <p>Обновляем изображение: U_M > Plot > Replot</p> <p>Автоформат: </p>	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.005645 SMN =.176E+07 SMX =.160E+09 </pre>
30	<p>Сечение II-II, эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экр}}$:</p> <p>Вид справа: </p> <p>Автоформат: </p> <p>Видим, что максимальные значения эквивалентного напряжения реализуются в точках 1 и 2 поперечного сечения (рис. 3.), так же, как и при аналитическом расчёте.</p> $\sigma_{\text{экр}}^{\text{max}} = 160 \cdot 10^6 \text{ Па} = [\sigma].$	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.005645 SMN =.176E+07 SMX =.160E+09 </pre>



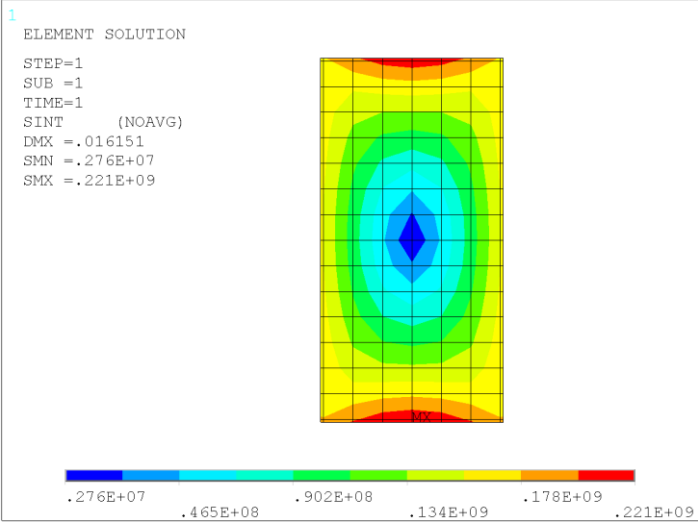
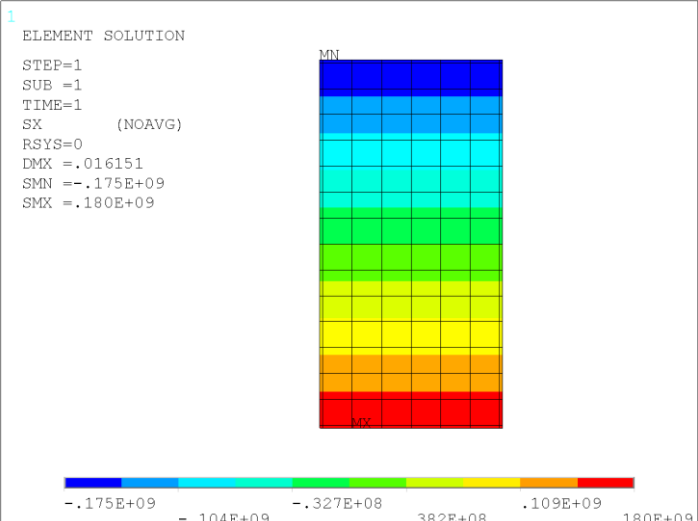
№	Действие	Результат
31	<p>Сечение II-II, осевые нормальные напряжения σ:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > > X-Component of stress > OK</p>  <p>Равенство цветных полос по высоте (можете померить линейкой прямо на экране) говорит о линейном изменении осевых напряжений по высоте сечения. То же самое показывает <i>рис.3</i>.</p> <p>Минимальное MN и максимальное MX напряжения – экстремальные значения суммы напряжений от изгиба и растяжения (или сжатия). Напряжение растяжения:</p> $\sigma_N = \frac{MX + MN}{2} = \frac{152 \cdot 10^6 - 149 \cdot 10^6}{2} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Па.}$ <p>Напряжения изгиба (только они и учитываются в аналитическом расчёте):</p> $\sigma^{min} = MN - \sigma_N = -149 \cdot 10^6 - 1,5 \cdot 10^6 = -150,5 \cdot 10^6 \text{ Па ;}$ $\sigma^{max} = MX - \sigma_N = 152 \cdot 10^6 - 1,5 \cdot 10^6 = +150,5 \cdot 10^6 \text{ Па .}$ <p>От своих аналитических значений ($\sigma^{max} = -\sigma^{min} = 151,8 \cdot 10^6 \text{ Па}$, <i>рис.3</i>) численные σ^{max} и σ^{min} отличаются на 0,9%.</p>	<p>Результат</p> 

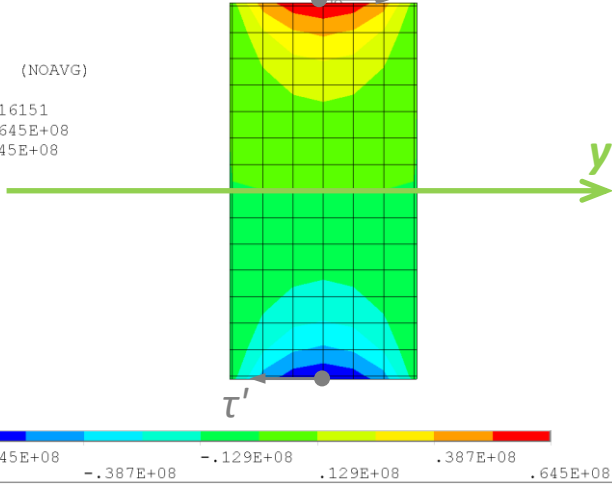
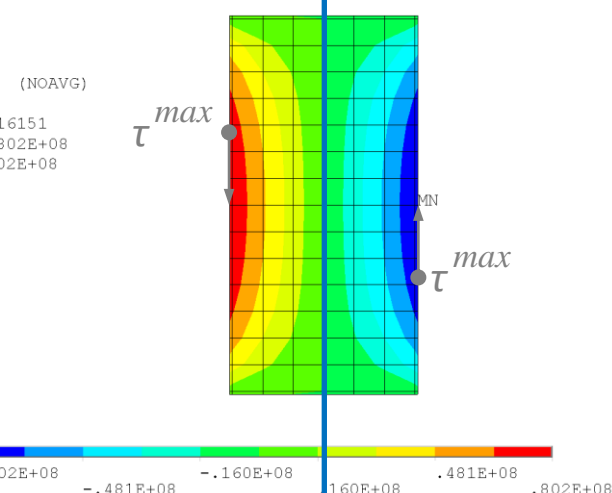
№	Действие	Результат
32	<p data-bbox="168 268 920 300"><i>Сечение II-II, касательные напряжения от кручения τ:</i></p> <p data-bbox="168 344 1323 501">К сожалению, посмотреть целиком цветовую диаграмму касательных напряжений от кручения в сечении элемента BEAM188 невозможно, только диаграммы проекций векторов этих касательных напряжений на ось y и ось z элемента (рис.1.) соответственно.</p> <p data-bbox="168 515 1323 628">Прорисуем эти проекции и сравним значения напряжений в тех точках, где проекция вектора касательного напряжения на соответствующую ось составляет 100% от его длины.</p> <p data-bbox="168 691 1043 722">Проекция векторов касательных напряжений на ось y элемента:</p> <p data-bbox="168 746 1319 860">M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XY Shear stress > OK</p> <p data-bbox="168 890 1319 922">Полностью параллельны оси y вектора напряжений в точках 1 и 2 сечения (рис.3.).</p> <p data-bbox="168 984 1043 1016">Проекция векторов касательных напряжений на ось z элемента:</p> <p data-bbox="168 1040 1319 1153">M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XZ Shear stress > OK</p> <p data-bbox="168 1184 1323 1256">Полностью параллельны оси z вектора напряжений в левой и правой точках сечения (рис.3.).</p> <p data-bbox="168 1302 1323 1497">Все четыре упомянутые точки лежат на внешнем контуре круглого поперечного сечения и касательное напряжение в них различно по направлению, но одинаково по модулю – аналитический расчёт показывает $\tau^{max}=25,3 \cdot 10^6$ Па (рис.3.). ANSYS нам во всех четырёх точках показывает численное значение $\tau^{max}=25,1 \cdot 10^6$ Па. Разница составляет 0,8%.</p>	<p data-bbox="1668 196 1816 228">Результат</p>  <p data-bbox="1400 295 2101 837"> <pre> 1 ELEMENT SOLUTION SUB =1 TIME=1 SXY (NOAVG) RSYS=0 DMX =.005645 SMN =-.251E+08 SMX =.251E+08 </pre> </p> <p data-bbox="1400 901 2101 1444"> <pre> 1 ELEMENT SOLUTION SUB =1 TIME=1 SXZ (NOAVG) RSYS=0 DMX =.005645 SMN =-.251E+08 SMX =.251E+08 </pre> </p>

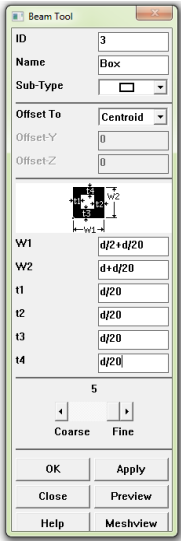
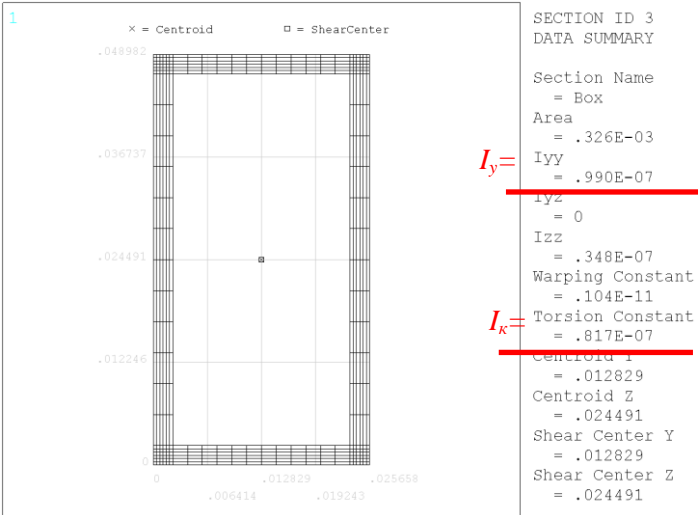
№	Действие	Результат
Сплошное прямоугольное поперечное сечение		
33	<p><i>Сплошное прямоугольное поперечное сечение:</i></p> <p>Форма и размеры :</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Common Sections ID пишем 2 NAME пишем, например, Rectangl Sub-Type установить изображение прямоугольника В пишем d/2 Н пишем d Nb пишем, например, 8 (разбиение по горизонтали) Nh пишем, например, 16 (разбиение по вертикали) > ОК</p> <p>Геометрические характеристики:</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Plot Section [Secplot] установить "2 Rectangl" Show section mesh? установить "Yes" > ОК</p> <p>Видим:</p> $I_y = 19,7 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ $I_{\kappa} = 13,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ <p>Эти численные значения на 3,4% отличаются от своих аналитических аналогов (рис. 4.). Отличия связаны с разницей аналитического и численного значений <i>d</i>.</p>	 <pre>SECTION ID 2 DATA SUMMARY Section Name = Rectangl Area = .001088 Iyy = .197E-06 Iyz = 0 Izz = .493E-07 Warping Constant = .329E-11 Torsion Constant = .136E-06 Centroid X = -.115E-18 Centroid Z = -.237E-17 Shear Center Y = .166E-15 Shear Center Z = -.604E-16</pre>



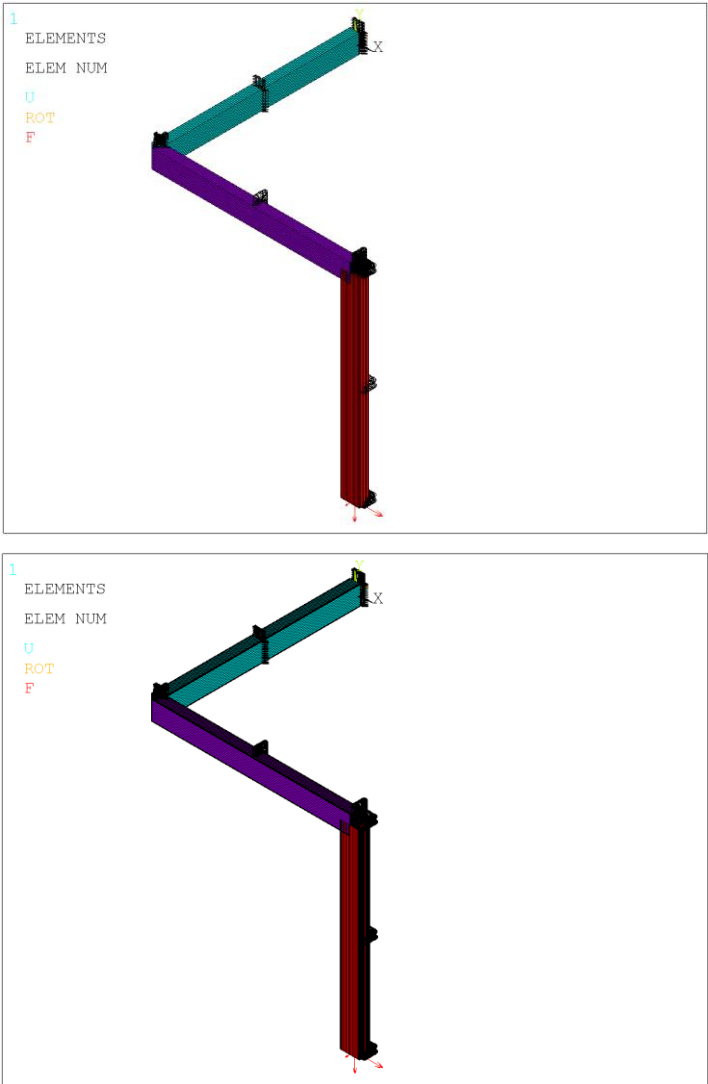
№	Действие	Результат
34	<p><i>Изменение поперечного сечения стержней рамы:</i></p> <p>Выделяем всё, что есть: U_M > Select > Everything</p> <p>Выделяем всё, что есть: U_M > Plot > Elements</p> <p>Изометрия:  Автоформат: </p> <p>Некоторые символы пропадают. Восстановим их: U_M > PlotCtrls > Symbols > Boundary condition устанавливаем "All Applied BCs" > OK</p> <p>Изменение поперечного сечения всех выделенных балочных конечных элементов с №1 ("Circle") на №2 ("Rectangl"):</p> <p>M_M > Preprocessor > Modeling > Move/Modify > Elements > > Modify Attrib > Pick All > STLOC установить "Section Num SEC" В окошке I1 пишем 2 > OK</p>  <p>Перерисовываем: U_M > Plot > Replot</p>	<p>Результат</p> 
35	<p><i>Запускаем расчёт:</i></p> <p>M_M > Solution > Solve > Current LS > OK</p>	

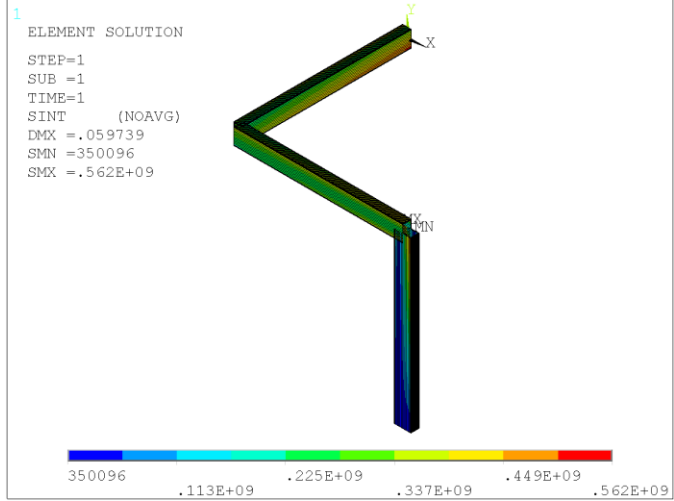

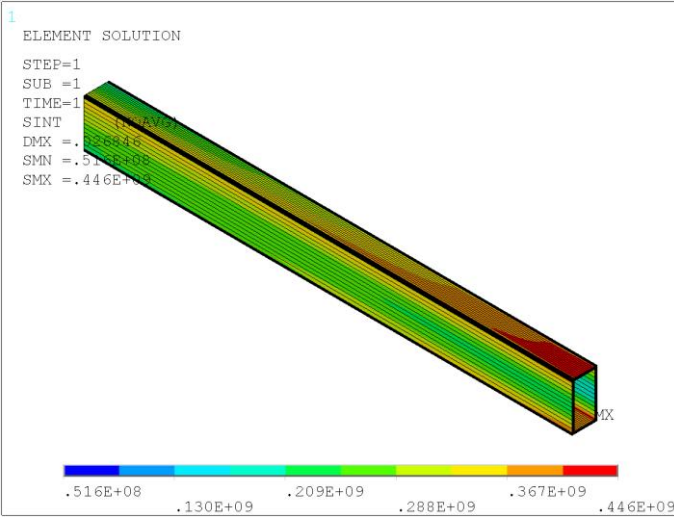
№	Действие	Результат
36	<p><i>Эквивалентные напряжения (теория максимального касательного напряжения Треска – Сен-Венана):</i></p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > > Stress intensity > OK</p> <p>Видим: для сплошного прямоугольного профиля наиболее опасным является сечение V-V (рис.2.). Однако по условию задачи рассмотреть напряжения мы должны в сечении II-II, этим и займёмся.</p>	 <p>ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.034934 SMN =298954 SMX =.303E+09</p>
37	<p><i>Участок ② (рис. 6):</i></p> <p>U_P > Select > Entites Устанавливаем "Elements" и "By Num/Pick" Селектор на "From Full" > OK Кликаем левой кнопкой мыши на средний из трёх элементов рамы > OK Обновляем изображение: U_M > Plot > Replot Автоформат: </p>	 <p>ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.016794 SMN =.276E+07 SMX =.221E+09</p>



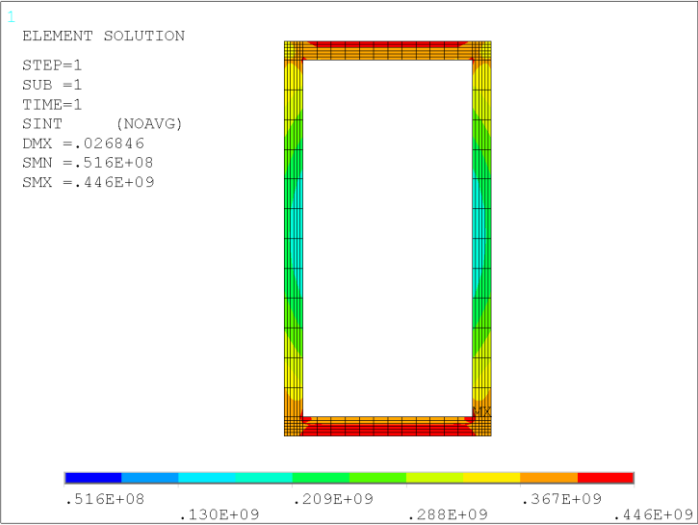
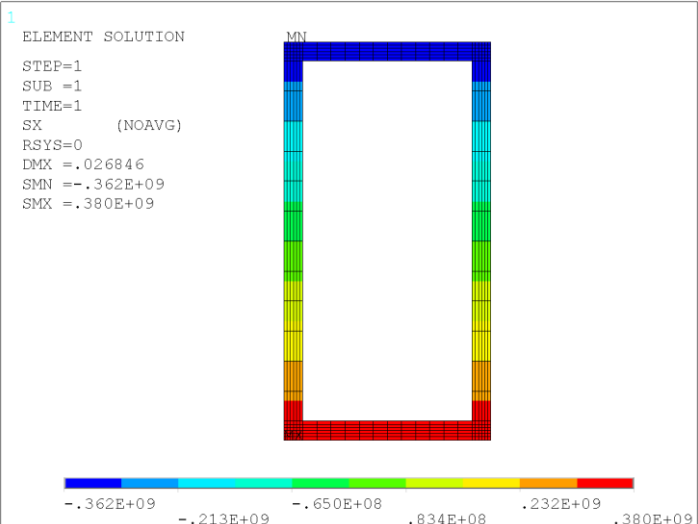
№	Действие	Результат
38	<p>Сечение II-II, эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$:</p> <p>Вид справа: </p> <p>Автоформат: </p> <p>Видим, что максимальные значения эквивалентного напряжения реализуются в точке 2 поперечного сечения (рис. 4.), так же, как и при аналитическом расчёте.</p> $\sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 221 \cdot 10^6 \text{ Па}$ <p>расхождение с результатом аналитического расчёта (рис. 4.) составляет 1,5%.</p>	
39	<p>Сечение II-II, осевые нормальные напряжения σ:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > > X-Component of stress > OK</p> <p>Напряжение растяжения: $\sigma_N = \frac{MX + MN}{2} = \frac{180 \cdot 10^6 - 175 \cdot 10^6}{2} = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Па}.$</p> <p>Напряжения изгиба:</p> $\sigma^{\text{min}} = MN - \sigma_N = -175 \cdot 10^6 - 2,5 \cdot 10^6 = -177,5 \cdot 10^6 \text{ Па};$ $\sigma^{\text{max}} = MX - \sigma_N = 180 \cdot 10^6 - 2,5 \cdot 10^6 = +177,5 \cdot 10^6 \text{ Па}.$ <p>От своих аналитических значений ($\sigma^{\text{max}} = -\sigma^{\text{min}} = 182,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$, рис.4.) численные σ^{max} и σ^{min} отличаются на 2,6%.</p>	

№	Действие	Результат
40	<p data-bbox="168 459 920 496"><i>Сечение II-II, касательные напряжения от кручения τ:</i></p> <p data-bbox="168 555 1043 592">Проекция векторов касательных напряжений на ось y элемента:</p> <p data-bbox="168 612 1319 724">M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XY Shear stress > OK</p> <p data-bbox="168 754 1323 874">Полностью параллельны оси y вектора напряжений в точке 2 и противоположной ей точке сечения (рис.4.). Здесь численное значение напряжения $\tau' = 64,5$ МПа. От своего аналитического значения (рис.4.) оно отличается на 1,4%.</p> <p data-bbox="168 932 1043 968">Проекция векторов касательных напряжений на ось x элемента:</p> <p data-bbox="168 989 1319 1101">M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XZ Shear stress > OK</p> <p data-bbox="168 1131 1323 1251">Полностью параллельны оси z вектора напряжений в точке 1 и противоположной ей точке сечения (рис.4.). Здесь численное значение напряжения $\tau^{max} = 80,2$ МПа. От своего аналитического значения (рис.4.) оно отличается на 2,5%.</p>	<div data-bbox="1384 296 2107 839"> <p data-bbox="1397 304 1576 512">1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SXY (NOAVG) RSYS=0 DMX =.016151 SMN =-.645E+08 SMX =.645E+08</p>  </div> <div data-bbox="1384 903 2107 1445"> <p data-bbox="1397 911 1576 1118">1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SXZ (NOAVG) RSYS=0 DMX =.016151 SMN =-.802E+08 SMX =.802E+08</p>  </div>

№	Действие	Результат
Коробчатое (то есть прямоугольное тонкостенное) поперечное сечение		
41	<p>Коробчатое поперечное сечение:</p> <p>Форма и размеры :</p> <p>ID пишем 3</p> <p>NAME пишем, например, Box</p> <p>Sub-Type установить изображение пустого прямоугольника</p> <p>W1 пишем $d/2+d/20$</p> <p>W2 пишем $d+d/20$</p> <p>t1, t2, t3 и t4 пишем $d/20$</p> <p>Coarse/Fine устанавливаем в положение "Fine"</p> <p>> ОК</p> <p>Геометрические характеристики:</p> <p>M_M > Preprocessor > Sections > Beam > Plot Section</p> <p>[Secplot] установить "3 Box"</p> <p>Show section mesh? установить "Yes"</p> <p>> ОК</p> <p>Видим:</p> $I_y = 9,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ $I_k = 8,17 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$ <p>Эти численные значения на 3,7% и 7,3% соответственно отличаются от своих аналитических аналогов (рис. 5). Отличия связаны, главным образом, с разницей аналитического и численного значений d.</p>	 

№	Действие	Результат
42	<p><i>Изменение поперечного сечения стержневой рамы:</i></p> <p>Выделяем всё, что есть:</p> <p>U_M > Select > Everything</p> <p>Выделяем всё, что есть:</p> <p>U_M > Plot > Elements</p> <p>Изометрия:  Автоформат: </p> <p>Некоторые символы пропадают. Восстановим их:</p> <p>U_M > PlotCtrls > Symbols > Boundary condition устанавливаем "All Applied BCs" > OK</p> <p>Изменение поперечного сечения всех выделенных балочных конечных элементов с №2 ("Rectangl") на №3 ("Box"):</p> <p>M_M > Preprocessor > Modeling > Move/Modify > Elements > > Modify Attrib > Pick All > STLOC установить "Section Num SEC" В окошке I1 пишем 3 > OK</p> <p>Перерисовываем:</p> <p>U_M > Plot > Replot</p>	<p>Результат</p> 
43	<p><i>Запускаем расчёт:</i></p> <p>M_M > Solution > Solve > Current LS > OK</p>	

№	Действие	Результат
44	<p><i>Эквивалентные напряжения (теория максимального касательного напряжения Треска – Сен-Венана):</i></p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > > Stress intensity > OK</p> <p>Видим: для сплошного прямоугольного профиля наиболее опасным является сечение I-I (рис.2.). Однако по условию задачи рассмотреть напряжения мы должны в сечении II-II, этим и займёмся.</p>	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.059739 SMN =350096 SMX =.562E+09 </pre>
45	<p><i>Участок ② (рис. 6):</i></p> <p>U_P > Select > Entites Устанавливаем "Elements" и "By Num/Pick" Селектор на "From Full" > OK</p> <p>Кликаем левой кнопкой мыши на средний из трёх элементов рамы > OK</p> <p>Обновляем изображение: U_M > Plot > Replot</p> <p>Автоформат: </p>	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.376946 SMN =.516E+08 SMX =.446E+09 </pre>

№	Действие	Результат
46	<p><i>Сечение II-II, эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экр}}$:</i></p> <p>Вид справа:  Вид справа: </p> <p>Видим, что максимальные значения эквивалентного напряжения реализуются в верхних и нижних точках поперечного сечения, так же, как и при аналитическом расчёте (рис. 5).</p> $\sigma_{\text{экр}}^{\text{max}} = 446 \cdot 10^6 \text{ Па}$ <p>расхождение с результатом аналитического расчёта (рис. 5.) составляет 7,3%.</p> <p>Столь существенное расхождение результатов связано с тонкостенностью профиля – из-за этого площадь поперечного сечения получается небольшая, осевая сила, которой в расчёте аналитическом пренебрегают, на этой маленькой площади создаёт заметные нормальные напряжения.</p>	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SINT (NOAVG) DMX =.026846 SMN =.516E+08 SMX =.446E+09 </pre>
47	<p><i>Сечение II-II, осевые нормальные напряжения σ:</i></p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > > X-Component of stress > OK</p> <p>Напряжение растяжения: $\sigma_N = \frac{MX + MN}{2} = \frac{380 \cdot 10^6 - 362 \cdot 10^6}{2} = 9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$</p> <p>Напряжения изгиба:</p> $\sigma^{\text{min}} = MN - \sigma_N = -362 \cdot 10^6 - 9 \cdot 10^6 = -371 \cdot 10^6 \text{ Па};$ $\sigma^{\text{max}} = MX - \sigma_N = 380 \cdot 10^6 - 9 \cdot 10^6 = +371 \cdot 10^6 \text{ Па}.$ <p>От своих аналитических значений ($\sigma^{\text{max}} = -\sigma^{\text{min}} = 363,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$, рис.5.) численные σ^{max} и σ^{min} отличаются на 2%.</p>	 <pre> 1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SX (NOAVG) RSYS=0 DMX =.026846 SMN =-.362E+09 SMX =.380E+09 </pre>

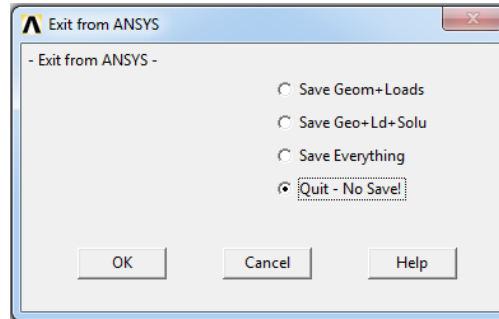
№	Действие	Результат
48	<p>Сечение II-II, касательные напряжения τ от кручения:</p> <p>Проекции векторов касательных напряжений на ось u элемента:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XY Shear stress > ОК</p> <p>Векторы касательных напряжений в вертикальных стенках профиля направлены вдоль оси z (рис.5.). Здесь их проекции на ось u равны нулю, что мы и видим на цветовой шкале (зелёный цвет).</p> <p>В горизонтальных стенках «поток» касательных напряжений, наоборот, «бежит» вдоль оси u (сверху по оси, снизу – против) и векторы напряжений на эту ось проецируются на 100 %. В отличие от аналитического расчёта, пренебрегающего изменением касательного напряжения по высоте стенки, ANSYS напряжение не осредняет, а вычисляет точно. Поэтому в горизонтальных стенках мы видим изменение касательного напряжения по их высоте, примерно от начала красного подинтервала (89,7 МПа) до его края (112 МПа). Численное значение напряжения τ выбираем, как среднее между ними $\tau=100,9$ МПа. От своего аналитического значения (рис.5.) оно отличается на 0,3%.</p> <p>Проекции векторов касательных напряжений на ось y элемента:</p> <p>M_M > General Postproc > Plot Results > Contour Plot > > Element Solu > Element Solution > Stress > XZ Shear stress > ОК</p> <p>Здесь видим то же самое – проекции на ось z векторов касательных напряжений в горизонтальных стенках равны нулю, а в вертикальных 100% и среднее по толщине вертикальной стенки значение касательного напряжения $\tau=100,9$ МПа.</p> <p>По всему сечению этот «поток» одинаков (рис.5.).</p>	<p>Результат</p> <p>1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SXY (NOAVG) RSYS=0 DMX =.026846 SMN =-.112E+09 SMX =.112E+09</p> <p>1 ELEMENT SOLUTION STEP=1 SUB =1 TIME=1 SXZ (NOAVG) RSYS=0 DMX =.026846 SMN =-.114E+09 SMX =.114E+09</p>

Сохраняем проделанную работу:

U_M > File > Save as Jobname.db

Закройте ANSYS:

U_M > File > Exit > Quit - No Save! > OK



После выполнения указанных действий в рабочем каталоге остаются файлы с расширениями “.BCS”, “.db”, “.emat”, “.err”, “.esav”, “.full”, “.log”, “.mntr”, “.rst”, “.stat” и “.SECT”.

Интерес представляют “.db” (файлы модели), “.rst” (файл результатов расчёта) и файл “.SECT” (поперечное сечение), остальные файлы промежуточные, их можно удалить.

З а м е ч а н и е:

Если эквивалентное напряжение в аналитическом расчёте вычисляется по теории Треска-Сен-Венана (теория максимального касательного напряжения, $\sigma_{экр} = \sigma_1 - \sigma_3$ или для упрощённого плоского напряжённого состояния $\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}$), то в расчёте ANSYS для прорисовки эквивалентных напряжений выбираете Stress intensity (как в данном примере).

Если эквивалентное напряжение в аналитическом расчёте вычисляется по теории Хубера-Мизеса (теория максимального касательного напряжения, $\sigma_{экр} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$ или для упрощённого плоского напряжённого состояния $\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$), то в расчёте ANSYS для прорисовки эквивалентных напряжений выбираете von Mises stress.

Аналог эквивалентного напряжения по теории Мора ($\sigma_{экр} = \sigma_1 - k \cdot \sigma_3$) при $k \neq 1$, в ANSYS не предусмотрен.