

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Архитектурно-строительный институт  
Строительные конструкции и сооружения

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой, к.т.н.  
доцент

\_\_\_\_\_ М.В.Мишнев

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 г.

Тема «Влияние конструктивно-технологических факторов на прочность фланцевых  
соединений стальных дымовых труб»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К КВАЛИФИКАЦИОННОЙ НАУЧНОЙ РАБОТЕ МАГИСТРА  
ЮУрГУ–08.04.01.2021.079. ПЗ КНР

Руководитель КНР

\_\_\_\_\_ Р.Г. Губайдулин

\_\_\_\_\_ 2021 г.

Автор КНР

студент группы АС-259

\_\_\_\_\_ В.С. Курочкин

\_\_\_\_\_ 2021 г.

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_ Р.Г. Губайдулин

\_\_\_\_\_ 2021 г.

Челябинск 2021

## АННОТАЦИЯ

Курочкин В.С. Влияние конструктивно-технологических факторов на прочность фланцевых соединений стальных дымовых труб – Челябинск: ЮУрГУ, АСИ; 2021, 150 с. 165 ил., 21 табл., библиогр. список – 22 наим.

После изучения состояния вопроса на фоне существующей отечественной и зарубежной литературы были разработаны улучшенные формы болтов и гаек, для расчета во фланцевом соединении царг стальной дымовой трубы.

Проведены расчеты болтовых соединений болтов и гаек по ГОСТ, а также улучшенных их форм.

Проведен расчет и выполнено сравнение узла фланцевого соединения царг стальной дымовой трубы с использованием разных болтовых соединений.

					08.04.01.2021.077.ПЗ КНР			
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
					Влияние конструктивно-технологических факторов на прочность фланцевых соединений стальных дымовых труб	Стадия	Лист	Листов
Зав. каф	Мишнев						2	
Руководитель	Губайдулин					ЮУрГУ, каф. СКИС		
Н.контр	Губайдулин							
Разработал	Курочкин							

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	7
1.1 ВИДЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЬНЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ. ....	7
1.2. ПРОБЛЕМЫ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ПРИМЕРЫ АВАРИЙ И РАЗРУШЕНИЙ СТАЛЬНЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ.....	9
1.3. ВОЗДЕЙСТВИЯ В ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ НА СТАЛЬНЫЕ ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ. ....	11
1.4. ВЫСОКОПРОЧНЫЕ БОЛТЫ В ЗАРУБЕЖНОЙ ПРАКТИКЕ.....	16
1.5 ИЗУЧЕНИЕ ВОПРОСА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ....	25
2. РАСЧЕТ УЛУЧШЕННОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ.....	28
2.1. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ ГАЙКИ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.....	28
2.1.1. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ А: .....	31
2.1.2. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ Б:.....	37
2.1.3. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ В: .....	43
2.1.4. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ Г:.....	49
2.2. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ БОЛТА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.....	56
2.2.1. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПО ГОСТ. ....	61
2.2.3. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ УЛУЧШЕННОГО БОЛТА С УЛУЧШЕННОЙ ГАЙКОЙ. ....	73
2.3. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ РЕЗЬБЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.....	82
2.3.1. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ ПО ГОСТ. ....	83
2.3.2. РАСЧЕТ УЛУЧШЕННОЙ РЕЗЬБЫ. ....	90

3.	РАСЧЕТНО-КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ. ....	97
3.1.	КОНСТРУКЦИЯ ТРУБЫ. ....	97
3.2.	РАСЧЕТ ПО СТЕРЖНЕВОЙ СХЕМЕ. ....	99
3.3.	РАСЧЕТНАЯ СХЕМА. ....	99
3.4.	СБОР НАГРУЗОК. ....	102
3.5.	РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА СОБСТВЕННЫЙ ВЕС И ВЕТРОВУЮ НАГРУЗКУ .....	106
3.6.	РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ .....	111
3.7.	АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ И ПОДБОР ВЫСОКОПРОЧНЫХ БОЛТОВ 112	
4.	РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С УЧЕТОМ УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ БОЛТА И ГАЙКИ. ....	115
4.1.	РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ С ПРИМИНЕНИЕМ СТАНДАРТНЫХ БОЛТОВ И ГАЕК. ....	115
4.2.	РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ С ПРИМИНЕНИЕМ УЛУЧШЕННЫХ ФОРМ БОЛТОВ И ГАЕК. ....	128
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	142
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	143

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** Стало острое востребование в строительстве дымовых труб, т.к. совершенствуются технологии производства, предприятия ставят новое оборудование, новые печи, а также возросли требования по экологии. Строительство стальных дымовых труб наиболее быстрый процесс возведения необходимой вытяжной системы для отвода газов на производстве. Данная работа является актуальной, т.к. улучшение конструктивно-технологических факторов высокопрочных болтов и гаек повысит прочность фланцевых соединений царг стальных дымовых труб.

**Цель работы** – на примере узла фланцевого соединения царг стальной дымовой трубы, провести сравнение базового соединения на существующих высокопрочных болтах и гайках, с предложенным вариантом измененных конструктивных и технологических факторов данных изделий.

### **Задачи работы:**

- найти, изучить и описать отечественную и зарубежную литературу на предмет изученности вопроса;
- разработать улучшенную форму гайки для снижения концентраций напряжений;
- разработать улучшенную форму болта для снижения концентраций напряжений;
- разработать улучшенную форму резьбового соединения;
- разработать расчётную модель стальной дымовой трубы в программном комплексе ЛИРА, посчитать и взять напряжения в худшем месте фланцевого соединения трубы по расчёту;
- разработать расчётную модель и выполнить расчёт из объемных конечных элементов выбранного фланцевого соединения на базовых высокопрочных болтах с помощью программного комплекса ANSYS;

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

- разработать расчётную модель и выполнить расчёт из объемных конечных элементов выбранного фланцевого соединения на измененных по конструктивным и технологическим параметрам высокопрочных болтах с помощью программного комплекса ANSYS;
- сравнить полученные результаты и сделать вывод.

**Объект работы** – напряженно-деформированное состояние узла фланцевого соединения цапг стальной дымовой трубы.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

## 1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.

### 1.1 ВИДЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЛЬНЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ.

Стальные дымовые трубы предназначены для безопасного отведения загрязненного воздуха от теплового оборудования в атмосферу, что важно для долговечной и эффективной работы различных теплоэнергетических объектов.

Трубы состоят из трёх основных элементов.

Фундамент – опирающийся элемент на цилиндр, усеченный конус в виде стакана или железобетонную трубу. В фундаменте есть возможность удалять золу или вводить подводящие каналы.

Ствол трубы – основной элемент, состоящий из цоколя, цокольного перекрытия и ввода подводящих каналов. Бывает цилиндрической, конической или комбинированной формы. По всей поверхности ствола расположены теплоизоляционные материалы.

Гарнитура (эксплуатационные элементы) – вспомогательные элементы конструкций, зависящие от типа трубы. В них входят лестницы, оттяжки, площадки для светоограждения, грозовая защита и т.д.

Стальные дымовые трубы бывают фасадными, самонесущими, фермовыми и мачтовыми. Фасадные трубы представляют собой дымоходы настенного крепления и используются на встроенных или пристроенных котельных. Самонесущие трубы представляют собой многоствольную систему, где один ствол на котел в составе котельной, обычно изготовлены из нержавеющей стали. Фермовые трубы представляют собой один или несколько газоходов с фермой квадратного или треугольного сечения. Стволы расположены внутри или снаружи, закрепленные к ферме хомутами, либо кронштейнами. Мачтовые трубы представляют собой газоотводящие стволы мачтовых труб, закрепленных хомутами с колонной, которая является несущей частью трубы. Используются на котельных с небольшой мощностью.

Далее в таблице 1.1.1 представлены их достоинства и недостатки.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

Таблица 1.1.1

Тип	Достоинства	Недостатки
Фасадная	Небольшой вес, удобно транспортировать, легко монтировать, ремонтнопригодна.	Необходимо устройство крепежа к зданию.
Самонесущая	Возможна установка нескольких стволов на один фундамент, возможность увеличения числа стволов при повышении мощности котельной, замена одного ствола без остановки работы системы, небольшой вес, устойчивость к агрессивным средам.	Сложность монтажа, возможны аварии при неправильном использовании.
Фермовая	Небольшой вес, удобно транспортировать, легко монтировать, ремонтнопригодна, удобна в обслуживании.	Повышенная металлоёмкость, большой срок выполнения монтажа конструкций.
Мачтовая	Небольшой вес, одна мачта может стать несущей для нескольких дымоходов.	Высота труб не превышает 60 м, сложность монтажа.

## *1.2. ПРОБЛЕМЫ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ПРИМЕРЫ АВАРИЙ И РАЗРУШЕНИЙ СТАЛЬНЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ.*

На данный момент большинство промышленных стальных дымовых труб проектируют из отдельных элементов. Они бывают конической или цилиндрической формы, изготовленные из листовой стали, сваренные. Имеют разные геометрические параметры, зависящие от её высоты и технологического значения. Такие элементы, как правило, скрепляются между собой с помощью фланцевых соединений на высокопрочных болтах. Данный вид крепления удобен и быстр при монтаже, но из-за ветровых нагрузок, действующих на дымовую трубу, в месте сопряжения листа цилиндра трубы с фланцем возникают значительные местные напряжения, поэтому для уменьшения данных показателей предусматривают установку рёбер жёсткостей. Также, по мимо высоких местных напряжений, фланцевое соединение может съедать коррозия, в следствии работы трубы. Труба испытывает, значительные перепады температур, различную влажность, а также агрессивное воздействие продуктов сгорания, что вызывает коррозию не только конструкций, но и самого соединения, где возникают высокие напряжения, приводящие к деформации и развитию трещин, а также к большой вероятности отрыва болтов.

Из-за резкого снижения уровня промышленного производства, возникшего благодаря экономическому и политическому кризису в стране, изменился режим работы промышленных труб. Ослаб контроль за ними, что приводит к ряду различных аварий. Чтобы этого не происходило, необходимо выполнять экспертизу и мониторинг с требованиями Федеральных норм «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности». По требованиям нужно производить визуальный и измерительный контроль фланцевых соединений. В него входит проверка затяжки болтов, визуальная проверка коррозии и выхода конденсата во фланцевом соединении и др.

Так, например, на экспертизе дымовой трубы в г. Щёкино Тульской области наблюдалось характерное разрушение узлов фланцевого соединения.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

В ходе проверки было разработано решение по ремонту, которое включало дополнительное усиление, путём монтажа четырёх дополнительных стяжных элементов с последующим ремонтом фланцевого соединения. Для герметичности по периметру была вварена гладкая арматура. Также произведена замена болтов.

При выполнении своевременной проверки, возможно было бы предотвратить аварию на территории ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат», где произошло аварийное обрушение вытяжной башни №175 высотой 100 м одним алюминиевым газоотводящим стволом диаметром 4.0 метра рисунок 1.2.1. Причиной обрушения было выявлено усталостное и коррозионное разрушение узлов и элементов диафрагмы жесткости, а также воздействие циклической ветровой нагрузки. Последнее обследование трубы было проведено в апреле 1998 г. Следующее обследование было установлено не позднее, чем через 3 года, но выполнено оно так и не было. В следствие чего в апреле 2002 года произошло обрушение.



Рис. 1.2.1 Вид обрушения вытяжной башни №175

### 1.3. ВОЗДЕЙСТВИЯ В ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ НА СТАЛЬНЫЕ ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ.

В данной параграфе, хочется выделить четыре основных вида воздействия на стальную дымовую трубу и подробно остановиться на каждом из них.

Первым видом являются силовые воздействия на дымовую трубу. Как обычно для всех видов сооружения, в данный вид воздействия входят постоянные и временные нагрузки, которые как правило, подразделяются на длительные, кратковременные и особые нагрузки. В таблице 1.3.1 представлены виды нагрузок и их составляющие.

Напряжения от действия собственного веса ствола дымовой трубы с учётом крена её ствола находятся по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A} \pm \frac{M_{\text{крена}}}{W},$$

где  $N$  – расчётная продольная сила от вертикальных нагрузок;

$A$  – площадь поперечного сечения трубы;

$M_{\text{крена}}$  – расчётный изгибающий момент от действия продольной силы с учётом крена ствола трубы;

$W$  – момент сопротивления поперечного сечения трубы;

В свою очередь момент от крена ствола трубы вычисляется по формуле

$$M_{\text{крена}} = N * \Delta e_h,$$

где  $\Delta e_h$  - крен ствола трубы в его уровне центра тяжести.

Полезная нагрузка, в основном, прикладывается в уровне диафрагм жёсткости или светофорных площадок, где находятся ремонтные и рабочие площадки для обслуживания труб.

Давление отводимых газов в стволе трубы, так же важный силовой фактор воздействия, который определяется по результатам аэродинамических расчётов газоотводящих трактов.

Снеговые и гололёдные для стволов дымовых труб не учитывают.

Особые нагрузки учитываются при указании в задании на проектирование.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		11

Таблица 1.3.1 Нагрузки и воздействия на промышленные трубы

Постоянные	Временные		
	Длительные	Кратковременные	Особые
- Собственный вес несущих конструкций труб, площадок, лестниц, гарнитуры; - Воздействие предварительного напряжения решетки башни.	-Вес газоотводящего ствола; - Вес теплоизоляции, антикоррозионного покрытия газоотводящего ствола; - Давление отводимых газов в газоотводящем стволе; - Температурные деформации газоотводящего ствола; - Вес конденсата, твёрдых отложений на стенках труб, вес пыли на рабочих площадках.	- Ветровые нагрузки; - Снеговые нагрузки; - Гололедные нагрузки; - Температурные климатические воздействия; - Нагрузки при кратковременных испытаниях оборудования; - Температурные воздействия при пуске и остановке производственного процесса; - Полезная нагрузка: вес людей, деталей, ремонтных материалов при осмотре и ремонте; - Монтажные нагрузки.	- Воздействия просадок основания и крена труб; - Сейсмические воздействия; - Взрывные воздействия; - Нагрузки, вызванные резкими нарушениями технологического процесса («хлопки»)

Второй вид воздействия является коррозионное. Стволы стальных дымовых труб подвергаются коррозии, зависящие от парциального давления водяного пара и относительной влажности воздуха относящиеся к атмосферным воздействиям снаружи трубы. В тоже время внутри трубы оказывает влияние воздействие дымовых газов от их агрессивности и изменения температуры. В основном агрессивными газами внутри трубы являются оксиды азота, углерода, диоксид серы, водяной пар и частицы золы. Серосодержащие соединения, такие как оксид серы IV и оксид серы VI наиболее агрессивны по отношению к металлу, которые при взаимодействии с водяными парами образуют серную кислоту. Также внутри ствола трубы при понижении температуры отводящих газов до точки росы на стенках образуется конденсат. Выделяют три возможных состояния ствола трубы:

- конденсация происходит в объеме дымовых газов, если температура насыщения конденсирующих веществ больше температур газов и стенки ствола;
- конденсация происходит на поверхности, если температура насыщения конденсирующих веществ больше температуры стенки, но меньше температуры газов;
- конденсация не возникает, если температура насыщения конденсирующих веществ меньше температуры стенки и газов.

Помимо данных видов коррозии, металл подвержен электрохимической коррозии, которая делится на атмосферную и на коррозию в электролитах. Коррозия от атмосферных воздействий зависит от влажности и температуры. Парциальное давление увеличивается в два раза, при увеличении температуры от 0 до +10°C. В основном это происходит в сезонность колебаний влажности, такие как весенне-летний осенне-зимний периоды. Например, для нашей области это период года с температурой от 0 до +8°C, когда помимо высокой влажности выпадает большое количество осадков. В таблице 1.3.2 указана скорость коррозии в зависимости от агрессивности среды.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		13

Таблица 1.3.2

Среда	Неагрессивная	Слабо-агрессивная	Средне-агрессивная	Сильно-агрессивная
Скорость коррозии, мм/год	не более 0,01	не более 0,05	не более 0,1	менее 0,1

Третий вид – температурно-силовые воздействия. В них входят, помимо отводящих внутри дымовых газов и климатических изменений, солнечная радиация при одностороннем нагреве, суточное изменение температур и др. При температурных перепадах в стволе и футеровке возникают термические напряжения. Из-за этих напряжений происходят растяжения с холодной стороны и сжатия с горячей у конструкции. Когда процесс нагревания происходит снаружи, то температура наружных слоёв растёт быстрее, чем внутренних, последние же нагреваются за счёт теплопроводности. И этот процесс происходит наоборот, при охлаждении внутренние слои сохраняют полученную температуру дольше, чем наружные. Также необходимо учитывать, что при нагревании металл трубы увеличивается, а при охлаждении уменьшается, поэтому в определенных местах конструкции появляются внутренние напряжения, и если эти напряжения будут больше сил сцепления частиц металла, то возможно образование трещин.

На срок службы футеровки основное влияние оказывают:

- превышение расчетной максимальной температуры;
- частое изменение температуры выходных газов.

В первом случае, это приводит к увеличению футеровки, в вертикальном и горизонтальном направлениях, что ведёт к изменению её геометрических размеров и в дальнейшем возможному её обрушению, появляются дополнительные растягивающие напряжения. Во втором - к её постепенному выходу из строя, из-за растрескивания и последующего разрушения.

К температурным воздействиям также относятся – «хлопки». Это процесс взрыва горючей смеси, в результате смешивания не полностью сгоревшего газа с

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		14

воздухом в газоходе, где воздух проникает через не плотности на дымовом тракте. Обычно такой вид температурного воздействия относят к аварийным и при проектировании не учитывают.

И последний вид – динамические воздействия. Такой вид сопровождается ветровым воздействием и колебаниями. Круглые цилиндрические, конические и трубчатые элементы сквозных сооружений относятся к плохообтекаемым телам. Колебания, вызываемые срывом вихрей, приводят к раскачиванию газоотводящих труб, поэтому аэродинамические коэффициенты, такие как амплитуда колебаний, должны быть в безопасных значениях при различных скоростях ветра.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

#### *1.4. ВЫСОКОПРОЧНЫЕ БОЛТЫ В ЗАРУБЕЖНОЙ ПРАКТИКЕ.*

Зарубежные технологии никогда не стоят на месте. Многие страны уже используют высокопрочные болты класса более, чем 12.9. Так, например, принимая во внимание потребности рынка японская сталелитейная компания Nippon Steel Corporation крупнейшая в Японии и занимающая третье место в мире, начала разработку нового супервысокопрочного болта (СВПБ) класса, по их классификации, F15T с целью практического закрепления толстостенных и высокопрочных стальных элементов высокопрочными болтами, а также уменьшить количество болтов для уплотнения соединения и экономии средств и времени при строительстве.

Разработка высокопрочного болта была сложной попыткой, т.к. на ранней стадии разработки использование болтов класса F11T было запрещено из-за опасения замедленного хрупкого разрушения и было мнение, что самым прочным из всех высокопрочных болтов был F10T. Для создания более прочного болта требовалось разработка метода оценки свойств замедленного разрушения, разработка стали, улучшение её свойств по прочности, которая бы сильнее сопротивлялась замедленному разрушению.

В результате всех действий был разработан болт классом прочности на разрыв 1400 Н/мм<sup>2</sup>. Недавно разработана новая форма резьбы, которая позволила увеличить натяжение болтов в 1,5 раза по сравнению с болтами класса F10T.

Остановимся подробнее о том, что было предпринято для создание высокопрочного болта.

Отсроченное разрушение – самая сложная проблема, которую необходимо преодолеть при повышении прочности болтов. Трещины возникающие в этом процессе представляют собой своего рода водородное охрупчивание, при котором стальной материал разрушается под действием статической нагрузки внезапно и без каких-либо предупреждающих событий по истечении определенного периода времени. Это происходит чаще по мере увеличения прочности стали: в случае высокопрочных болтов частота возникновения заметно возрастает, когда предел

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16

прочности стали на разрыв превышает 1200 Н/мм<sup>2</sup>. Японские промышленные стандарты (JIS) когда-то включали высокопрочные болты до F13T (1300 Н/мм<sup>2</sup>), но с учётом частых отказов болтов из-за замедленного разрушения они были исключены.

Замедленное разрушение возникает из-за очень небольшого количества водорода, который попадает в сталь во время процессов её производства, таких как термообработка, травление, электролитическое покрытие и т.д. А также в результате коррозии. В случае высокопрочных болтов в использовании в гражданском и промышленном строительстве, водород вызывает замедленное разрушение только за счёт возникновения коррозии. Процессы, приводящие к разрушению, представлены на рисунке 1.4.1 и описаны далее:

Болт корродирует, и водород проникает в стальную матрицу через поверхность;

Водород диффундирует к материалу внутри и накапливается в портах – места, где концентрируются напряжения и пластическая деформация, такие как резьба и переход от головки к хвостовику;

Настаёт момент, когда накопленное содержание водорода превышает допустимое, образуется трещина;

Трещина вызывает концентрацию большего напряжения около неё, и она развивается, работает даже с малым количеством водорода;

Трещина достигает определенного размера, болт выходит из строя.

Таким образом, чтобы предотвратить возникновение замедленного разрушения при использовании болтов, эффективно остановить любой из вышеперечисленных процессов или максимально замедлить их развитие. Улучшенные свойства замедленного разрушения изобретенного болта были получены благодаря разработки стали с большим допустимым содержанием водорода, а также была изменена форма болта, что стало препятствием замедленному разрушению.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

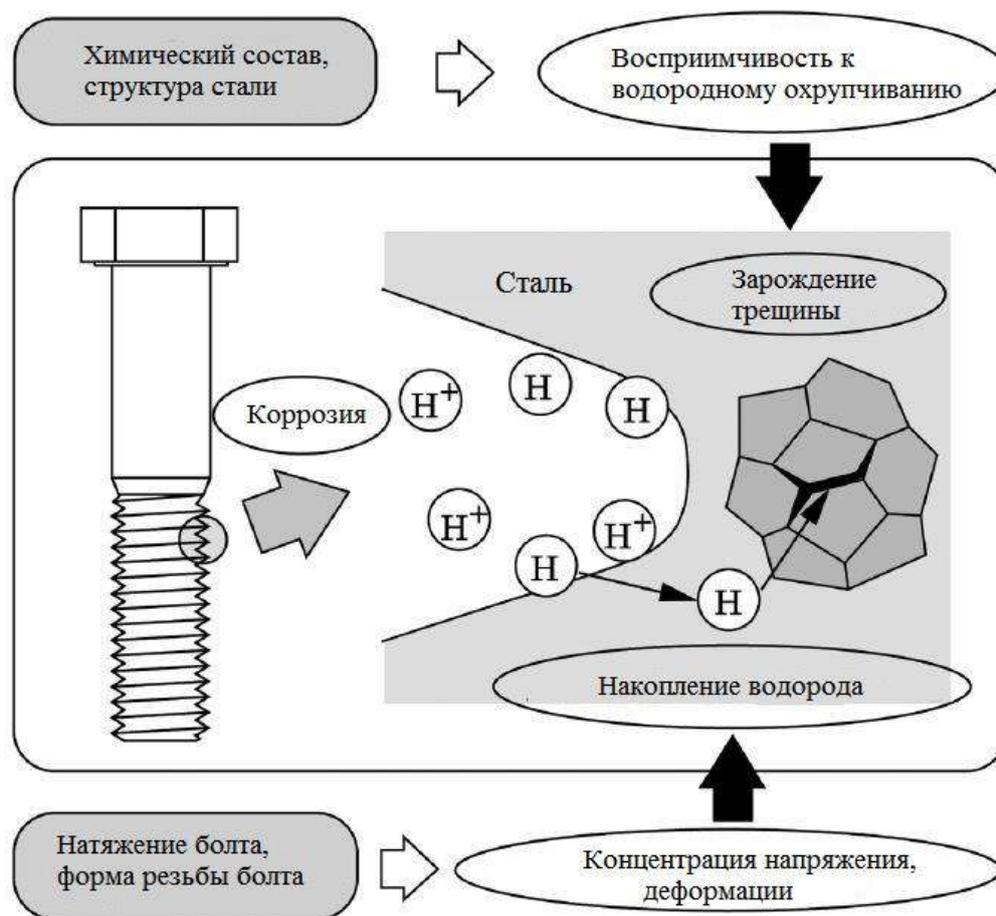


Рис. 1.4.1. Процесс замедленного зарождения трещин

Для оценки свойств замедленного разрушения был разработан свой метод. На тот момент не существовало общепринятых методов оценки свойств стали при замедленном разрушении, поэтому различные исследовательские и оценочные институты использовали свои собственные методы оценки. Многие из этих методов оценивают свойства замедленного разрушения с точки зрения времени до разрушения или отношения разрывных напряжений для стального материала, погруженного в раствор кислоты. Основная проблема этих методов заключается в том, что поведение водорода, проникающего в сталь в кислотном растворе, отличается от поведения в среде с атмосферной коррозией, в которой фактически используются болты. По этой причине в некоторых случаях результаты оценки сопротивления замедленному разрушению для некоторых видов стали с использованием одного конкретного раствора кислоты могут быть инвертированы

с использованием другого раствора кислоты, или свойства замедленного разрушения, наблюдаемые в лабораториях, не совпадают с таковыми в реальных условиях. Следовательно, для разработки новой марки стали, стойкой к замедленному разрушению, необходимо сначала разработать метод, позволяющий должным образом оценивать сопротивление стали замедленному разрушению.

С этой целью исследователи разработали метод термодесорбционной спектроскопии для измерения количества диффузионного водорода в стали и новый метод оценки свойств замедленного разрушения стали на основе измеренного количества диффузионного водорода. С помощью разработанного метода оценки, основанного на количестве водорода, измеряется критическое содержание водорода  $[H_c]$ , не вызывающее замедленного разрушения, оно сравнивается с количеством водорода  $[H_e]$ , который входит и накапливается в стали из окружающей среды, и считается, что сталь, у которой водорода  $[H_c]$  значительно больше, чем водорода  $[H_e]$ , не будет разрушаться из-за замедленного разрушения во время использования. Здесь значение  $[H_c]$  определяется следующим образом:

Катодным электролизом заставляют водород проникать в различных количествах в образец круглого стержня, имеющий круглую выемку, имитирующую часть концентрации напряжений в болте;

На образец затем наносят металлическое покрытие, чтобы предотвратить утечку водорода в воздух;

Его выдерживают при комнатной температуре в течение определенного периода времени, чтобы водород равномерно диффундировал в испытательном образце;

Затем он подвергается статическому напряжению, эквивалентному осевой силе, приложенной к болту, который фактически используется для затяжки, и измеряется время до его разрушения.

С другой стороны,  $[H_e]$  определяют, подвергая стальные образцы испытанию на циклическую коррозию, моделируя реальные внешние условия и измеряя

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		19

количество водорода, который проникает в образцы через коррозию и накапливается там.

Изменив химический состав и условия термообработки, исследователи подготовили шесть видов образцов сталей с пределом прочности на разрыв от 1078 до 1627 Н/мм<sup>2</sup> и измерили значения [Hc] и [He] образцов в лабораториях. Болты были изготовлены из тех же образцов стали и подверглись испытаниям на воздействие в прибрежном районе Окинавы, и была измерена вероятность замедленного разрушения. Рисунок 1.4.2 показывает взаимосвязь между значениями [Hc] и [He] и вероятностью замедленного разрушения, измеренной таким образом. Хорошая корреляция, показанная на графике, указывает на то, что разработанный метод оценки может использоваться для оценки возникновения замедленного разрушения в реальных условиях. Метод, подобный описанному выше, поскольку он основан на содержании водорода в стали и правильно выбраны условия измерения [Hc] и [He], эффективен также при оценке вероятности водородного охрупчивания элементов конструкции и механических компонентов, даже если они используются в условиях стрессовой нагрузки и проникновение водорода сильно отличается от таковых для высокопрочных болтов.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		20

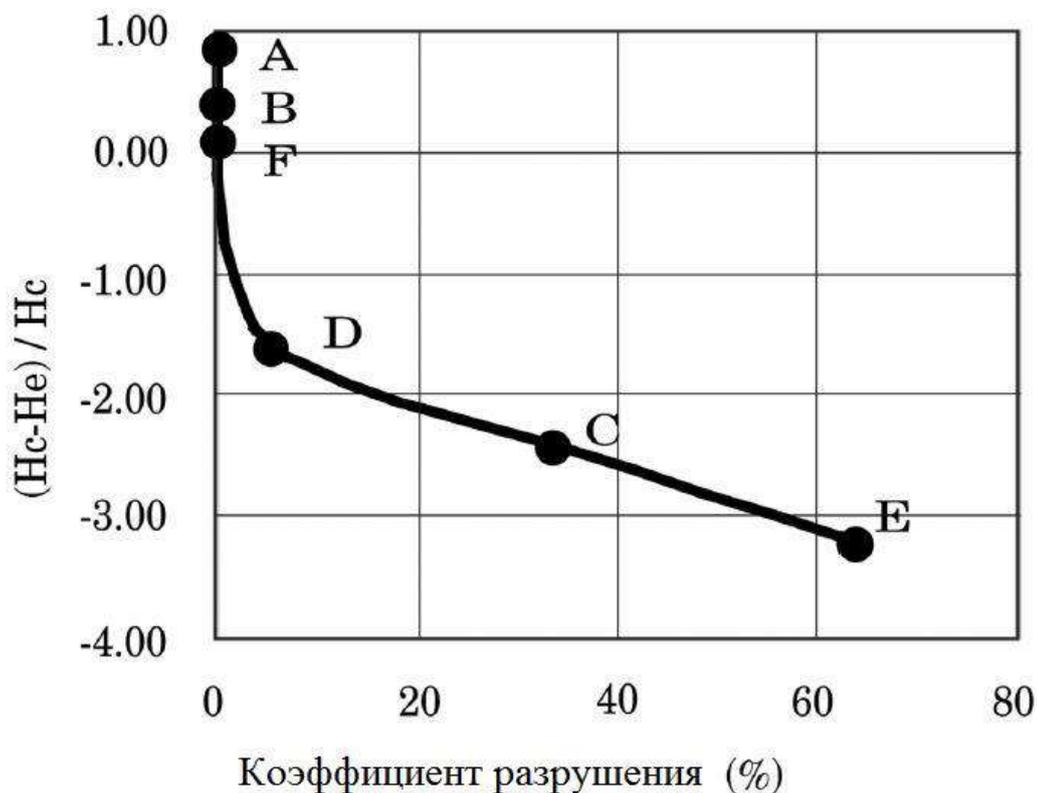


Рис. 1.4.2.

Вообще говоря, прочность высокопрочных болтов повышается за счет закалки и отпуска, а их структура представляет собой отпущенный мартенсит. Замедленное разрушение структуры отпущенного мартенсита часто начинается в форме межкристаллитного разрушения между предшествующими аустенитными зернами, и, соответственно, для улучшения сопротивления замедленному разрушению стали важно укрепить границы предшествующих аустенитных зерен. С этой целью в некоторых статьях предложен следующий метод:

Уменьшение содержания элементов, таких как P (Фосфор) и S (сера), которые имеют тенденцию сегрегироваться на границах зерен;

Измельчение аустенитных зерен путем добавления микролегирующих элементов, таких как Nb (Ниобий), Ti (Титан) и V (Ванадий);

Предотвращение осаждения пленчатого цементита на границах зерен аустенита путем отпуска при высоких температурах.

Поскольку замедленное разрушение высокопрочных болтов является результатом небольшого количества водорода, попадающего в сталь в результате коррозии, ожидается, что сопротивление замедленному разрушению улучшится за счет обезвреживания этого водорода. В связи с этим было обнаружено, что карбиды Мо (Молибден), V, Ti и Nb задерживают водород в стали. Карбиды Мо и V растворяются в сравнительно больших количествах в стальной матрице при температурах нормальной закалки болтов, и, заставляя их осаждаться в виде мелких частиц во время последующего отпуска, их можно использовать для дисперсионного твердения. Принимая во внимание это, авторы исследовали взаимосвязь между поведением улавливания водорода и свойства замедленного разрушения стали, содержащей Мо и V. В результате стало ясно, что в условиях, когда коррозия продолжается (дождливая погода, снег и т.д.), сталь, содержащая карбид ванадия, улавливает водород и делает его безвредным, а в условиях, когда коррозия прекращается (сухая погода), карбид ванадия безвредно выпускает захваченный водород в атмосферу.

Используя вышеупомянутую технику для упрочнения границ зерен аустенита, а также метод обезвреживания водорода, авторы разработали новую сталь для высокопрочных болтов. Ванадий добавляется в сравнительно большом количестве по следующим причинам: во время нагрева для закалки часть его образует абсолютный карбонитрид, который скрепляет границы аустенитных зерен для измельчения кристаллических зерен, а во время отпуска при высоких температурах часть его, растворенная в стальной матрице во время нагрева для закалки выделяется в виде мелкодисперсного карбида для упрочнения стали и улавливания водорода, тем самым делая ее безвредной.

Данный супервысокопрочный болт был впервые использован при строительстве высотного здания отеля Nikko Bayside Osaka в 2001 году. С тех пор его применение расширилось, в основном, на высотные здания и крупномасштабные конструкции, насчитывающие более 250 зданий в настоящее время. Продукт применяется в основном в строительных конструкциях, в которых используются элементы каркаса больших сечений, таких как высотные офисные и

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		22

многоцелевые здания, коммерческие комплексы с большими пролетами между колоннами, а также промышленные здания и склады для больших нагрузок на перекрытия. Metalлокаркасная железобетонная конструкция используется в большинстве медицинских учреждений и гостиниц. Из-за ограниченной высоты этажа и других условий, профили с постоянным наружным размером, широкополочные, катаные или сварные, с плотностью 490 Н/мм<sup>2</sup>. Стали этого класса часто используются для балок этих типов зданий, а открытые сечения, например, Н-образной или крестообразной формы для колонн. Поскольку эти балки и колонны обычно соединяются с помощью болтовых соединений, этот тип конструкции подходит для получения эффекта снижения затрат от супервысокопрочного болта.

Так, например, на рисунке 1.4.3 представлено сравнение примерной конструкции стыка балки с использованием СВПБ с другим обычным стыком с использованием F10T. Использование СВПБ позволяет уменьшить размер болтового соединения примерно до 2/3 размера обычного, что приводит к таким преимуществам, как снижение стоимости конструкции, более короткое время строительства и улучшенная монтажная способность. Однако преимущества СВПБ не проявляются в шарнирных соединениях вторичных балок и т.д., и могут быть случаи, когда СВПБ и F10T используются для одного и того же здания. Даже в этом случае не возникнет проблем с использованием одного устройства вместо другого, потому что их можно легко отличить друг от друга по маркировке названия продукта и эмблемы производителя, нанесенной на головку болта, а также по разнице в высоте гаек. Процедуры быстрой работы для СВПБ в основном такие же, как и для обычных высокопрочных болтов, работающих на сдвиг крутящего момента. Однако следует отметить, что момент для предварительного затягивания СВПБ примерно в два раза больше, чем для F10T.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

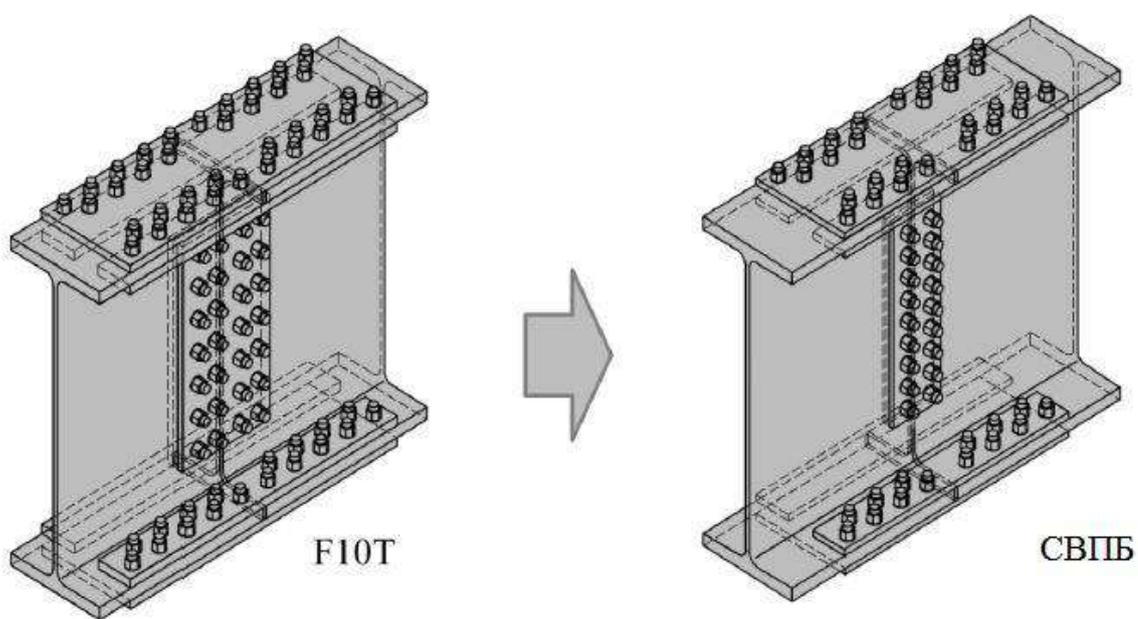


Рис.1.4.3

## *1.5 ИЗУЧЕНИЕ ВОПРОСА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.*

На сегодняшний день существует сильная конкуренция в строительстве между подрядчиками. Каждый из них пытается сократить срок возведения здания или сооружения при этом повысить его качество. Самый быстрый способ – это изготовить монтажные сборки на заводах и далее смонтировать их на месте строительства. Тем более, чем меньше строительных деталей конструкции, тем быстрее происходит монтаж и строительство зданий. Но размер таких деталей зависит от возможностей нанятого транспортного средства для их доставки, поэтому есть необходимость в организации монтажных узлов в крупных конструкциях.

В основном используют два типа монтажных соединений. Это сварные и болтовые соединения. Вторые имеют преимущество, т.к. наиболее полно отвечают критериям монтажной технологичности металлических конструкций зданий различной этажности. Сварка требует высокой квалификации рабочего, в то время как болтовое соединения выполняется элементарными операциями, такими как постановка и затяжка болтов. Однако, не надо забывать, что нету универсального соединения. Для каждого объекта требуется индивидуальный подход и необходимо оценивать применимость каждого вида соединения в отдельных случаях.

Болтовые соединения, в основном классифицируют по трём критериям:

- по количеству болтов бывают одноболтовые или многоболтовые соединения;
- по конструктивной разновидности бывают стыковое соединения или прикрепление одного элемента к другому;
- по характеру передачи усилия от одного элемента к другому различают сдвигоустойчивые или несдвигоустойчивые.

Фланцевые соединения являются особняком от приведенной классификации. Они могут работать как на растяжения или сжатие, так и на сдвиг при наличии поперечных сил в узле, а при наличии изгибающих моментов – на изгиб. В

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

основном такое соединения применяется при монтаже балок и ферм или же в соединениях балки или фермы с колонной и т.д.

Две пластины, стягиваемые болтами и называют фланцевым соединением. В строительстве, использование таких соединений при монтаже конструкции, значительно упрощает и удешевляет процесс строительства, благодаря лёгкости и простоты установки и демонтажа конструкций, при этом выполнение таких работ возможно при любых климатических условиях, а при необходимости, демонтаж конструкций на фланцевых соединениях происходит без повреждений несущих элементов. Как показывает практика, стоимость выполнения на монтаже в 2-2,5 раза меньше сварных соединений и в 4-5 раз меньше фрикционных.

Но нельзя забывать, что у каждого болтового соединения, будь оно фрикционное или фланцевое, есть свои недостатки. Одной из ахиллесовой пятой фланцевого соединения является сложность расчёта, так как болты работают по-разному. Работа фланцевого соединения до конца не исследовано, как и их напряженно-деформированное состояние (НДС). Помимо этого, все конструкции, стыкуемые с помощью фланцевых соединений, должны быть изготовлены с высокой точностью, иначе, если превысить допустимые отклонения, регламентированные нормами, будут зазоры между контактирующими поверхностями фланцев.

Фланцевые соединения бывают двух видов. Первый из них, это соединение с предварительным натяжением высокопрочных болтов, оно передаёт растягивающие, поперечные усилия и изгибающие моменты за счёт трения контактирующих поверхностей фланцев. Второй – без натяжения болтов, допускающие образование зазоров и используются при работе на сжатие. Еще фланцы делятся на жесткие, полужесткие и гибкие в зависимости от их толщины.

Далее хочется упомянуть деятелей, которые особенно посвятили себя изучению таких видов соединения. Одним из таких исследователей был Каленов В.В. в годы действия СССР. Он проводил серию испытаний Т-образных фланцевых соединений, обобщил полученные данные и результаты других ученых. Все его достижения в этой области позволили разработать рекомендации по расчету,

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

проектированию и монтажу фланцевых соединений, а также дополнили СНиП по стальным конструкциям отдельными главами о расчете таких соединений.

Бирюлёв В.В. и Катюшкин В.В. изучили работу гибких фланцев и разработали методику их расчета, где учитывалась работа фланца с развитием пластических деформаций.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

## 2. РАСЧЕТ УЛУЧШЕННОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ.

### 2.1. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ ГАЙКИ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.

В затянутом резьбовом соединении неравномерно распределены усилия по виткам резьбы и высока концентрация напряжений вследствие малых радиусов закругления на дне впадины.

В соединении болта с гайкой стандартной формы гайка работает на сжатие (Рис 2.1.1). В этом случае на первый виток резьбы, расположенный у торца гайки, приходится максимальная нагрузка, составляющая более 30 % в ряде случаев от полной. В то же время витки у свободного торца гайки практически не загружены. Так, если по высоте гайки имеется 10 витков, то при равномерном распределении нагрузки на каждый виток должно было бы приходиться  $0,1 P_6$ , где  $P_6$  – осевая нагрузка на болт. Вследствии неравномерности на первый виток приходится  $0,3 P_6$ , т.е. коэффициент концентрации нагрузки равен  $\alpha_{\text{наг}} = 3$ , что само по себе приведет к существенному снижению сопротивления усталости соединения.

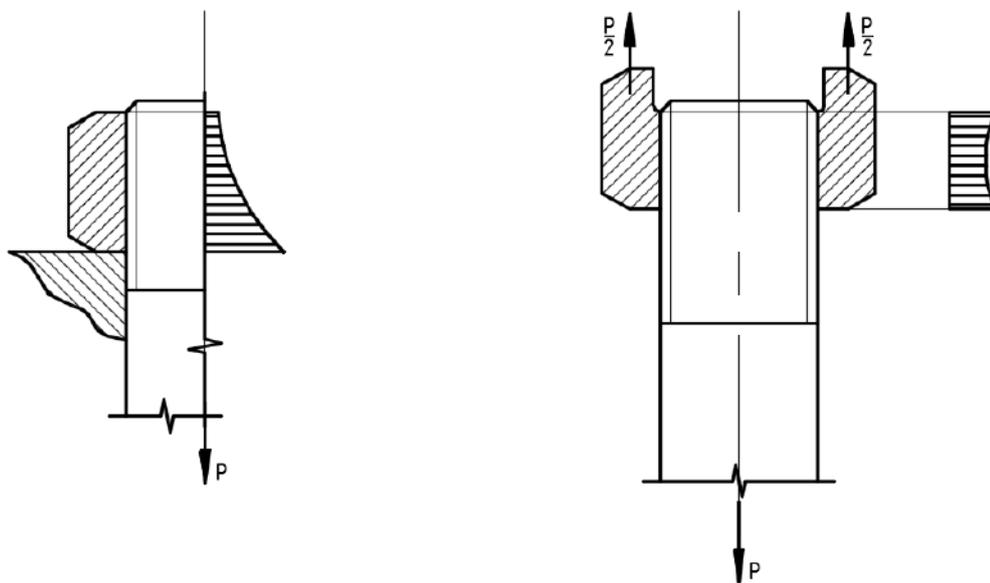


Рис.2.1.1 Распределение усилий по виткам резьбы: а – гайка сжатия, б – гайка растяжения.

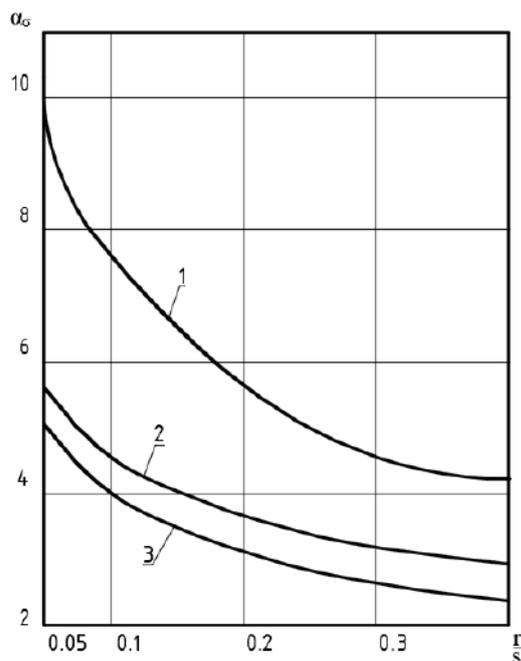


Рис.2.1.2 Теоретические коэффициенты концентрации  $\alpha_\sigma$  для резьбовых соединений: 1 – во впадине первого рабочего витка, 2 – во впадине свободной резьбы, 3 – в головке болта.

На Рис. 2.1.2 представлена зависимость теоретических коэффициентов концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  от отношения радиуса закругления на дне впадины к шагу резьбы  $s$ , полученная путем решения численным методом для плоской задачи. Для свободной части резьбы болта находящейся вне контакта с гайкой,  $\alpha_\sigma$  меняется в пределах от 2,5 до 5. Концентрация рабочего витка резьбы, находящегося в контакте с гайкой существенно выше за счет неравномерности распределения усилий по виткам и изменяется в пределах от 4 до 10.

Таким образом, резьбовые соединения стандартной концентрации отличаются очень высокой концентрацией напряжений во впадине первого рабочего витка, являющейся следствием также неравномерности распределения усилий по виткам. Последнее можно уменьшить, изменив конструкцию гайки. Так на рис. 2.1.3 показаны варианты конструкций гаек с более равномерным распределением нагрузки по виткам.

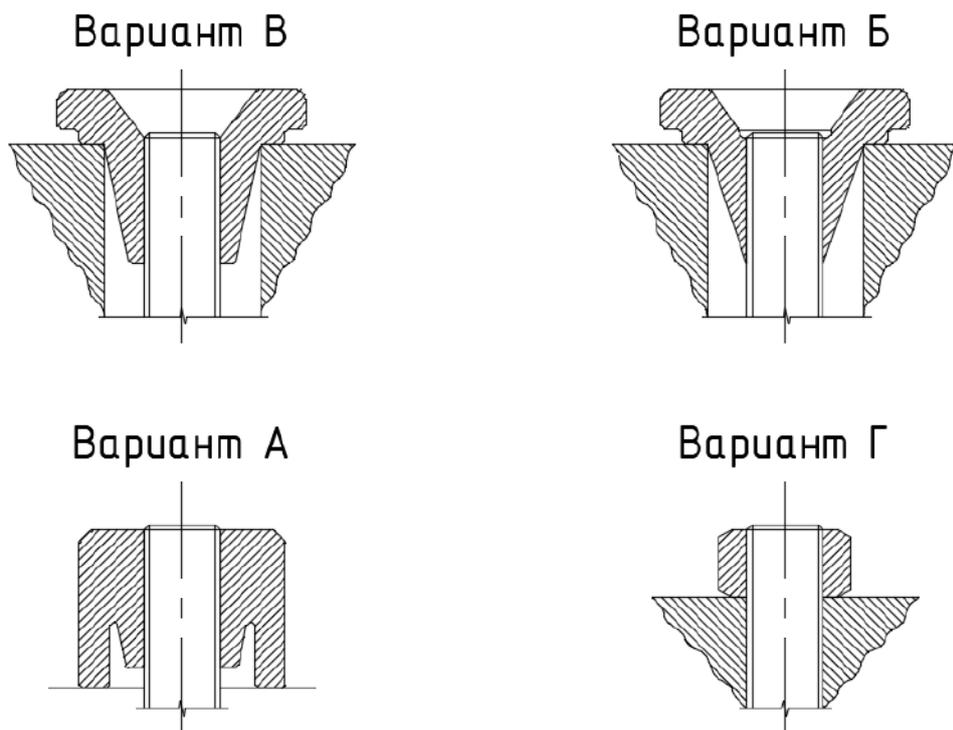


Рис. 2.1.3 Конструкций гаек с более равномерным распределением нагрузки по виткам.

Анализ работы гаек с гаек с более равномерным распределением нагрузки по виткам будем на примере болта М24 класса прочности 10.9 на усилие предварительного натяжения болта. Анализировать результаты будем по трем контрольным точкам, указанным на Рис 2.1.4 максимальным и минимальным напряжениям, возникающими в расчетной модели. Сравнивать результаты расчетов будем по эквивалентным напряжениям по фон Мизес (Equivalent (von Mises)).

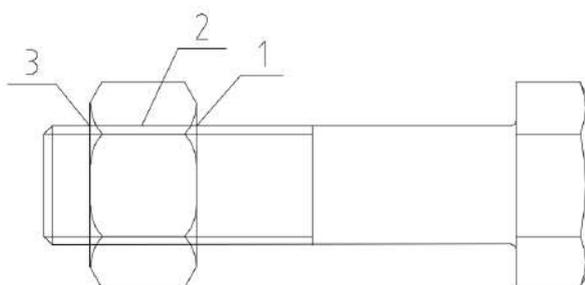


Рис. 2.1.4 Схема контрольных точек для анализа напряжений в гайках.

## 2.1.1. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ А:

### 1. Геометрия гайки:

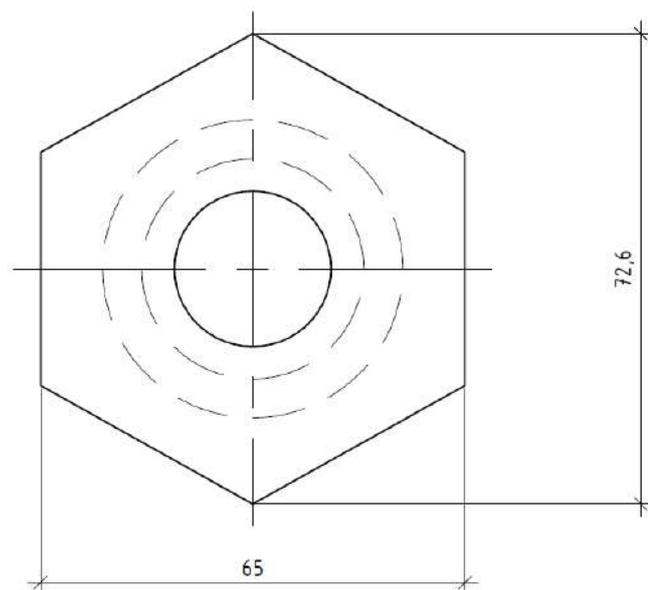
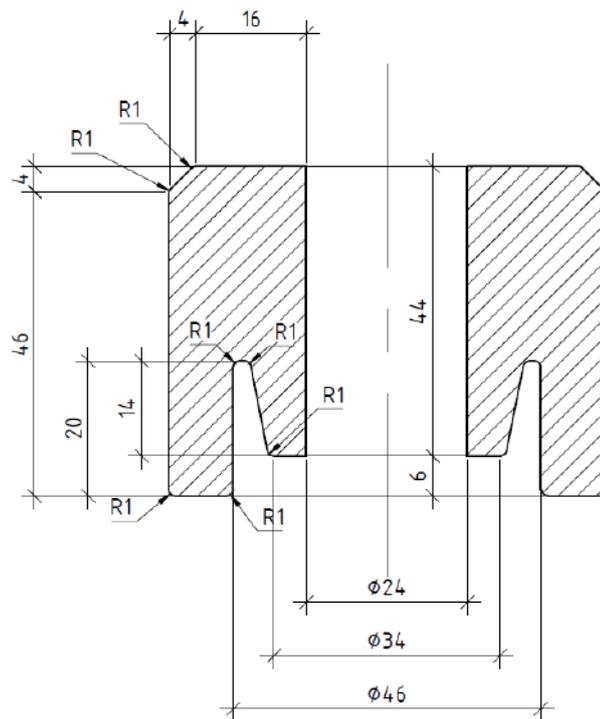


Рис. 2.1.5 Чертеж гайки вариант А.

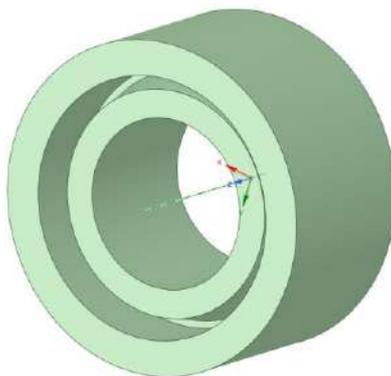


Рис. 2.1.6. 3-d вид гайки вариант А.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm^-3	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.1.7 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

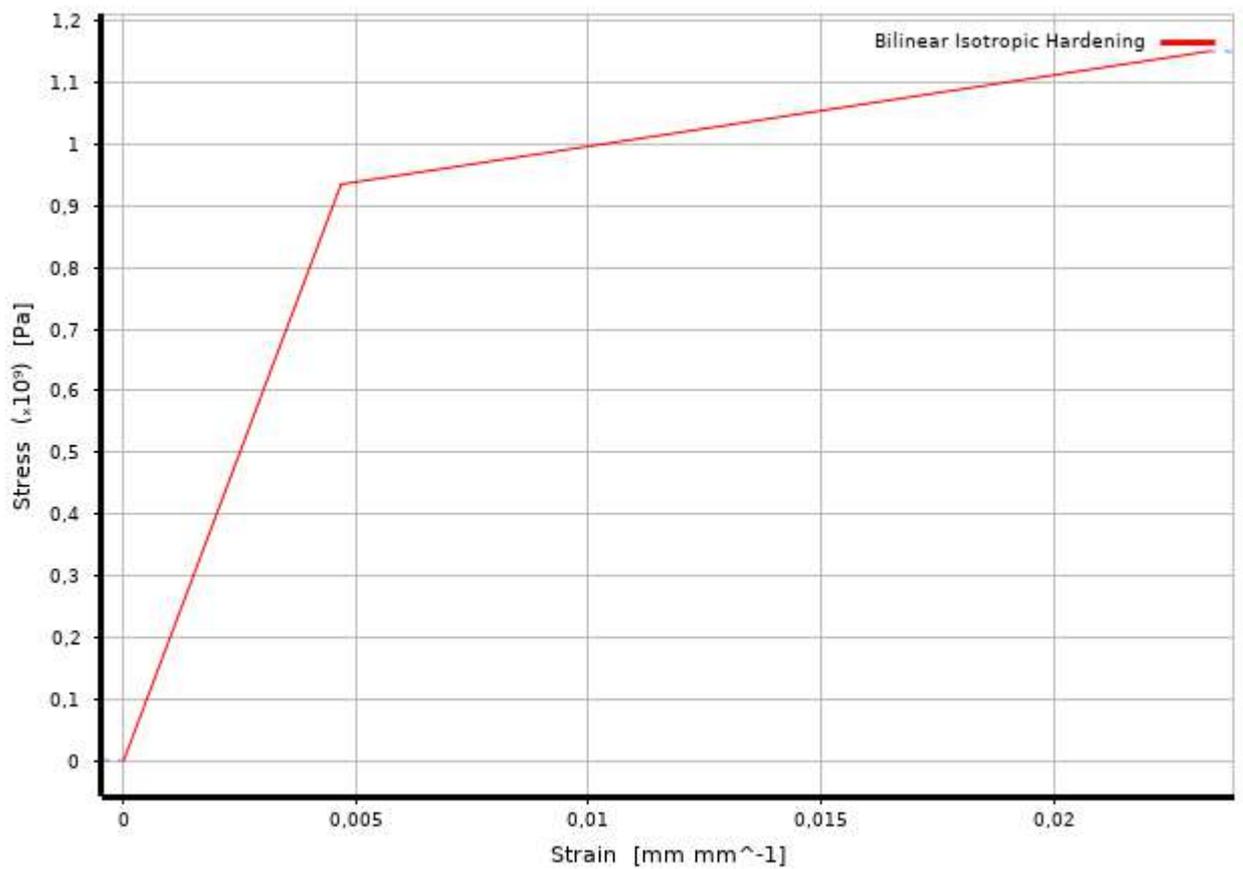


Рис. 2.1.8 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

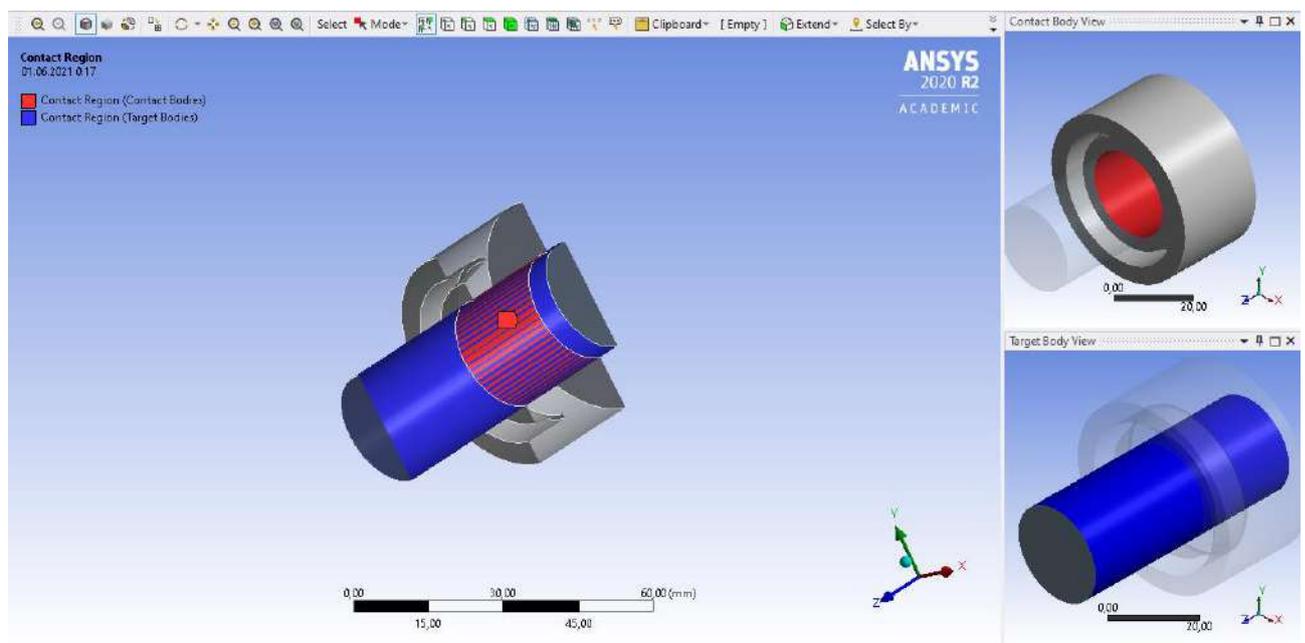


Рис. 2.1.9 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

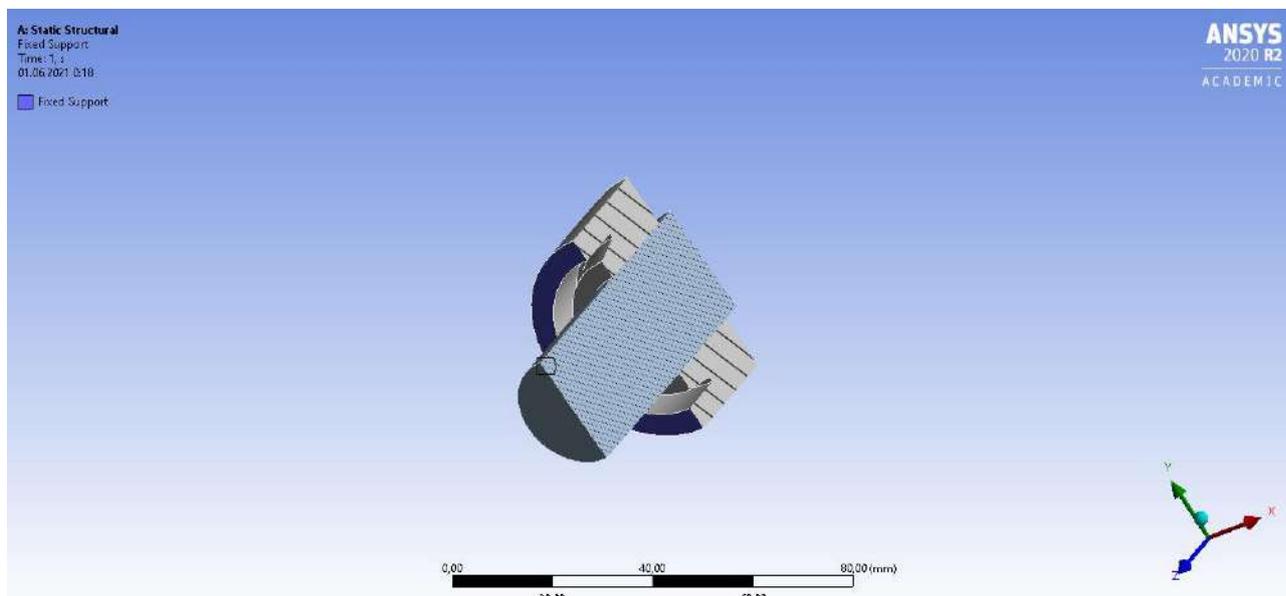


Рис. 2.1.10 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

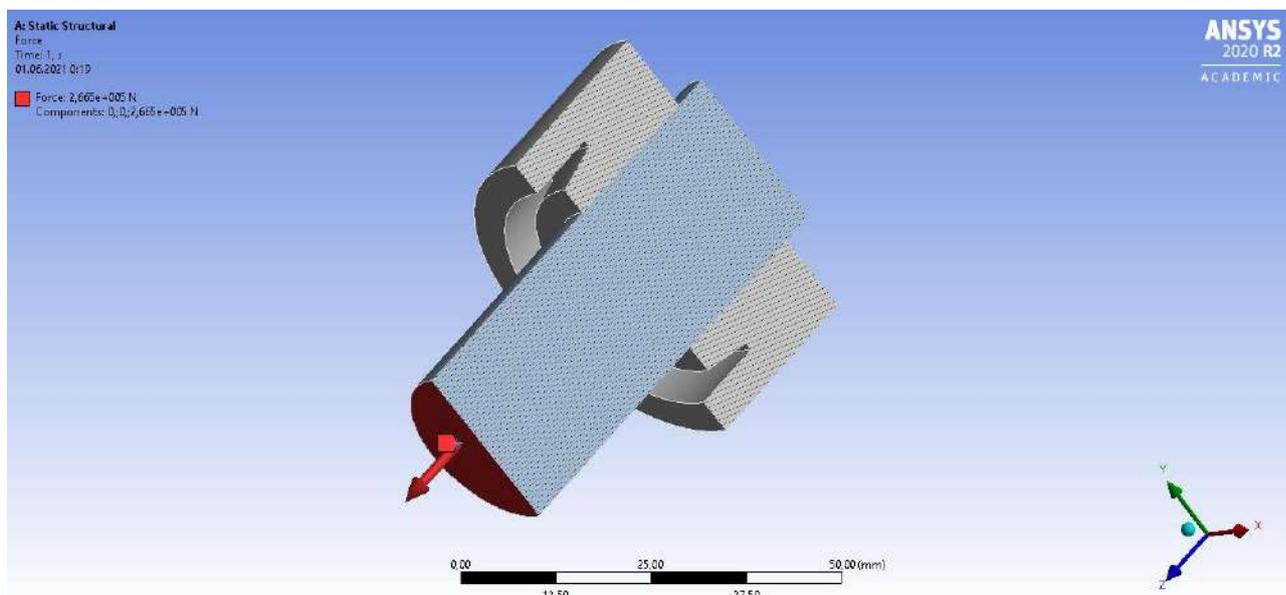


Рис. 2.1.11 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 6432, количество узлов - 29978.

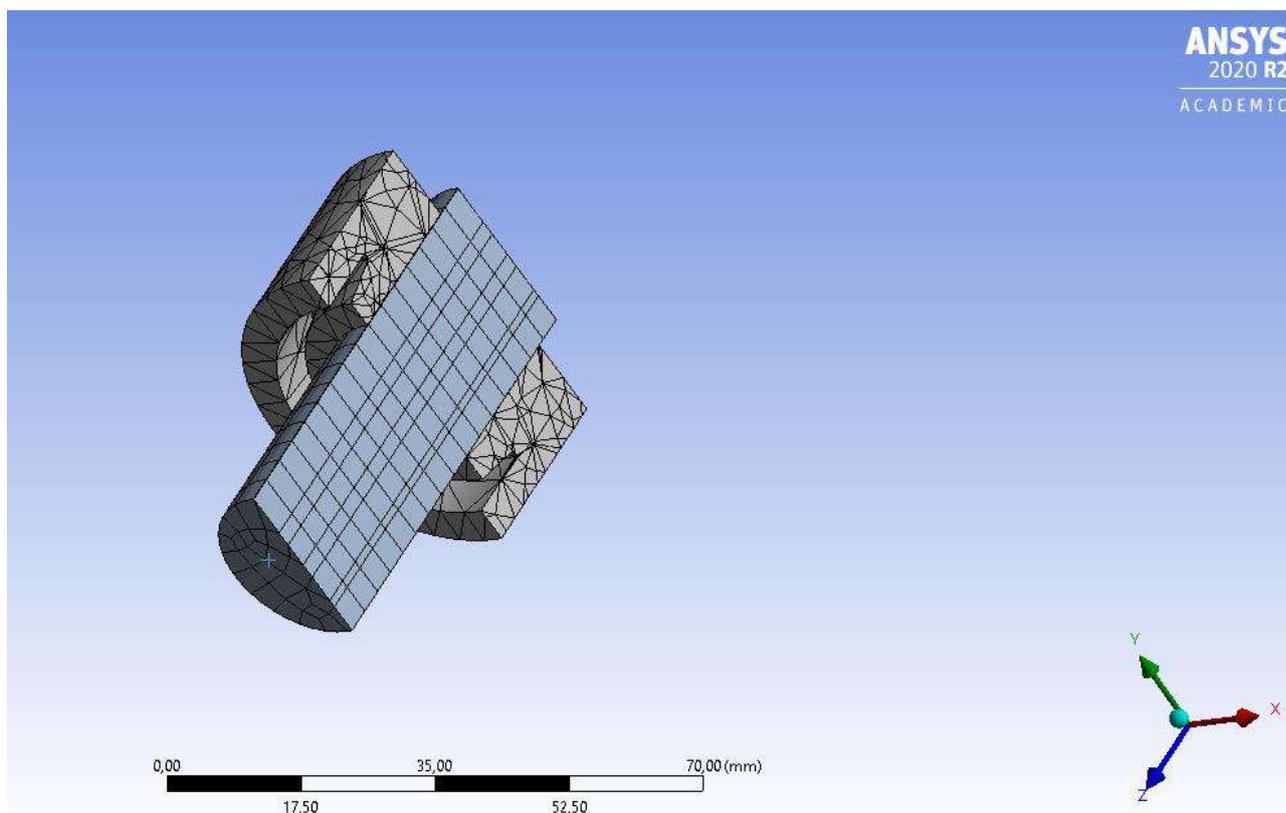


Рис. 2.1.12 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

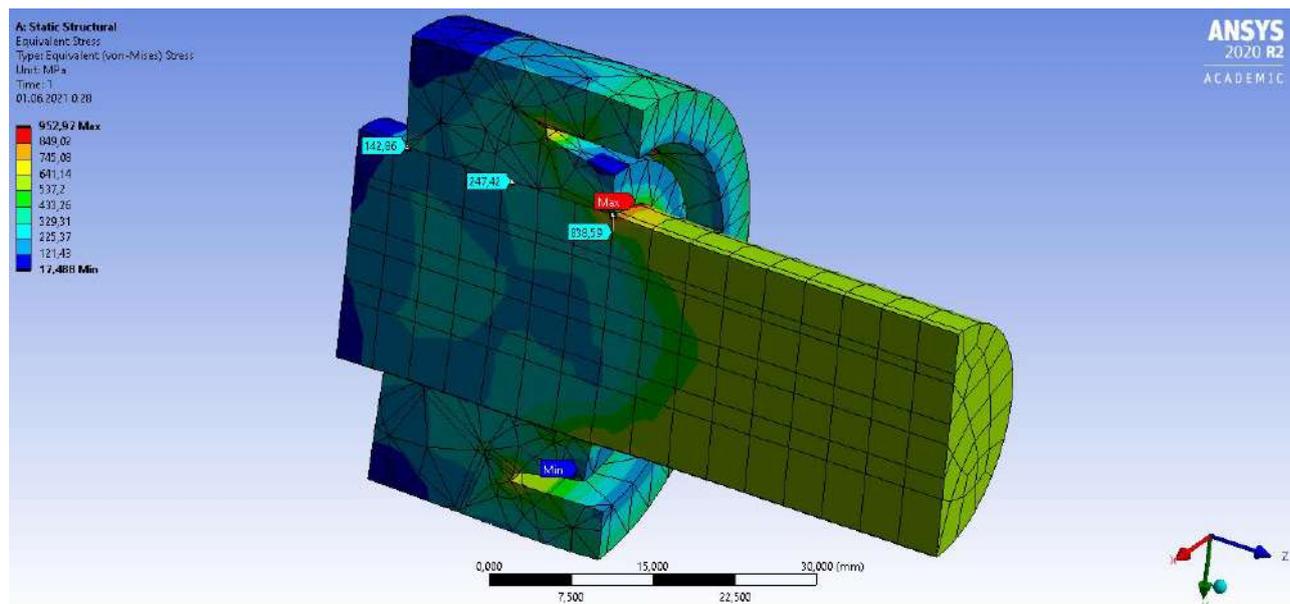


Рис. 2.1.13 Эпюра эквивалентных напряжений гайки типа А.

Табл.2.1.1 Напряжения в гайке тип А.

	макс. напр. МПа	мин. Напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа
Вариант А	952,97	17,488	838,59	247,42	142,86

## 2.1.2. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ Б:

### 1. Геометрия гайки:

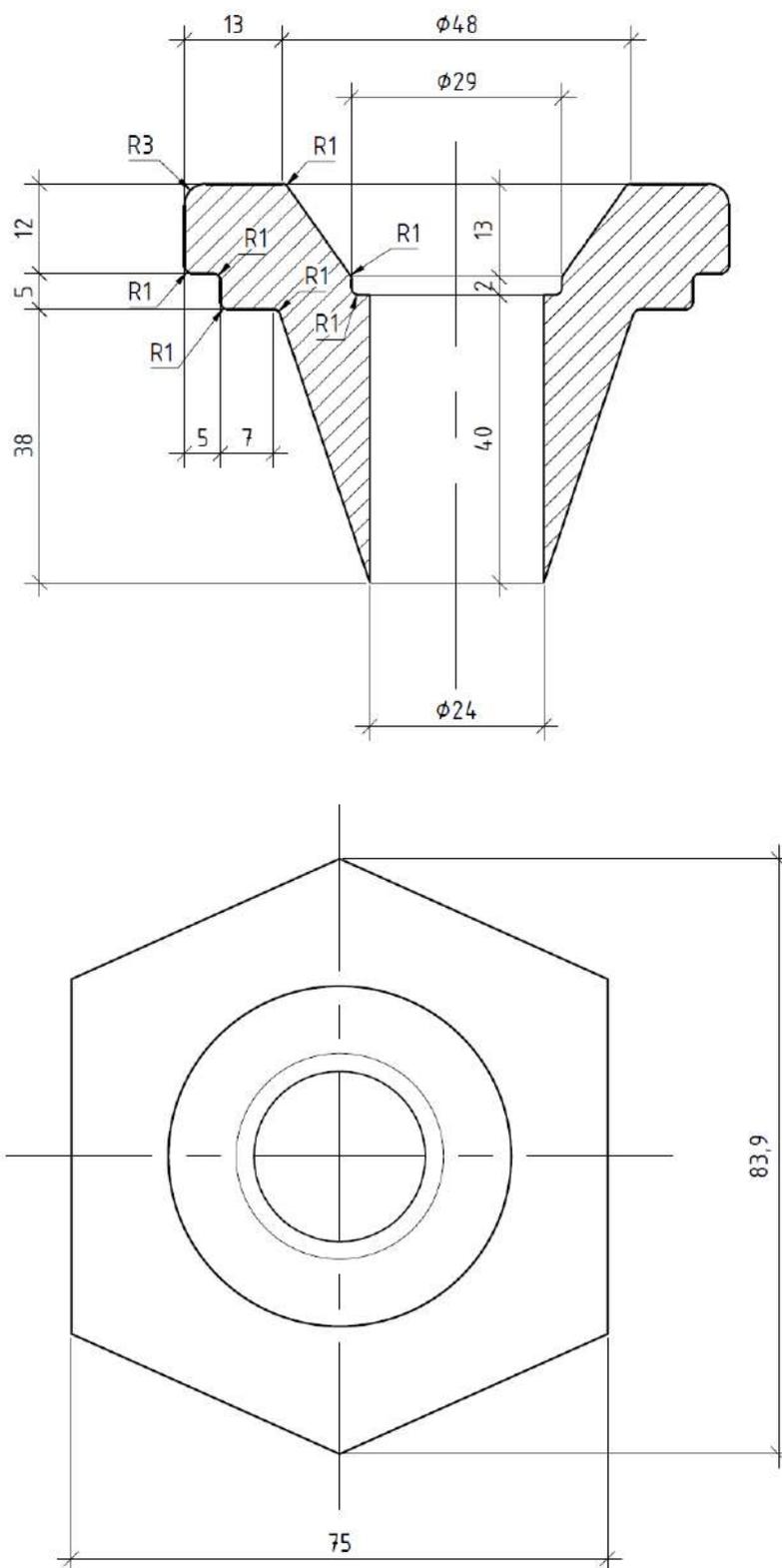


Рис. 2.1.14 Чертеж гайки вариант Б.

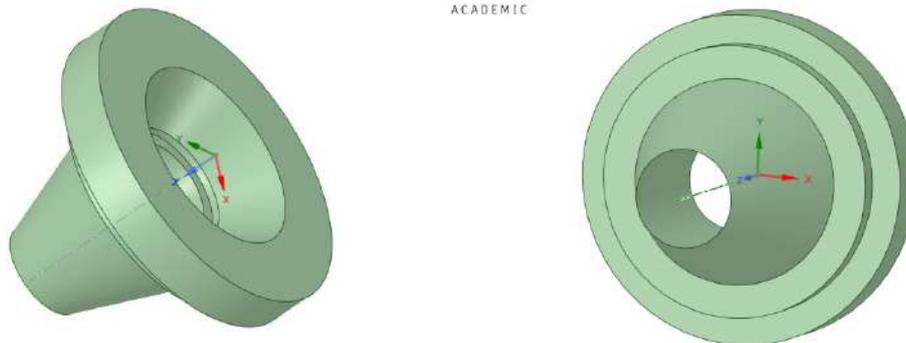


Рис. 2.1.15. 3-d вид гайки вариант Б.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm^-3	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.1.16 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

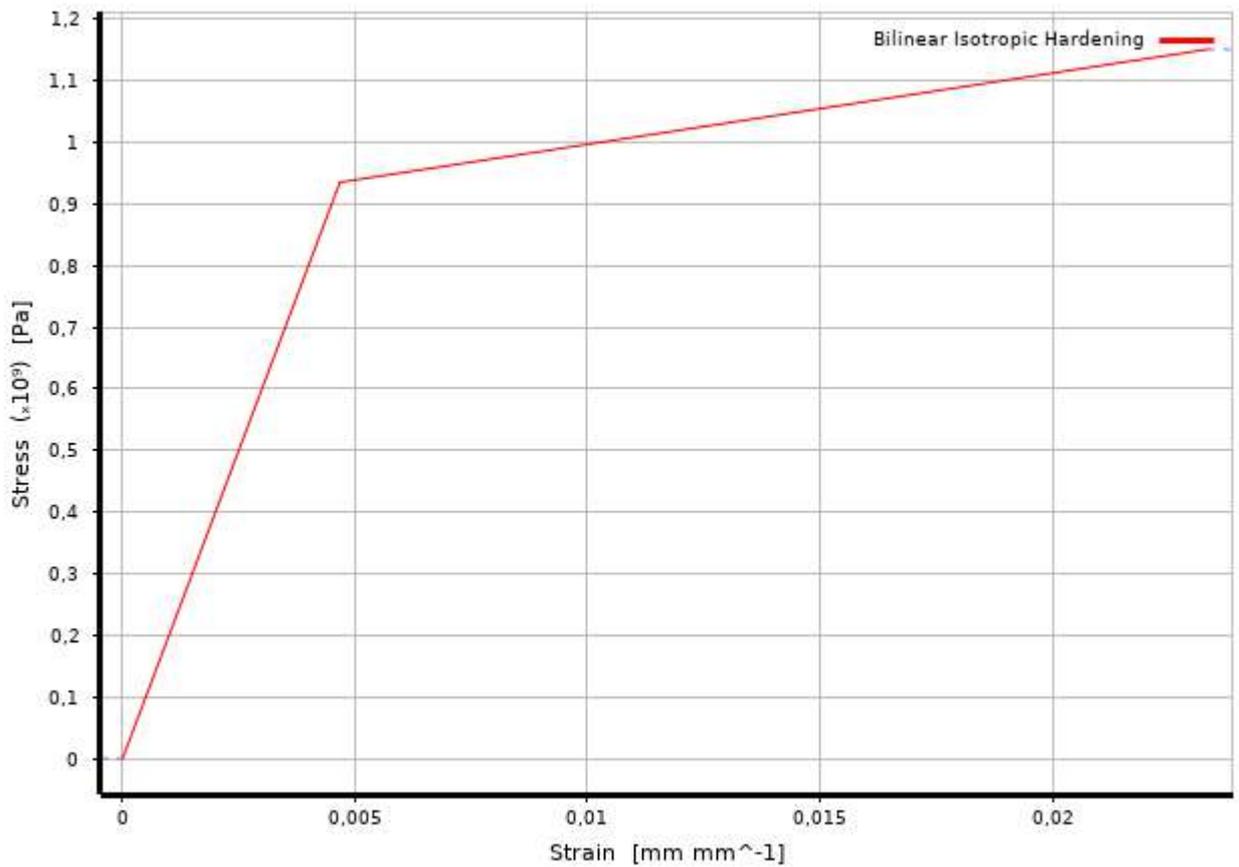


Рис. 2.1.17 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

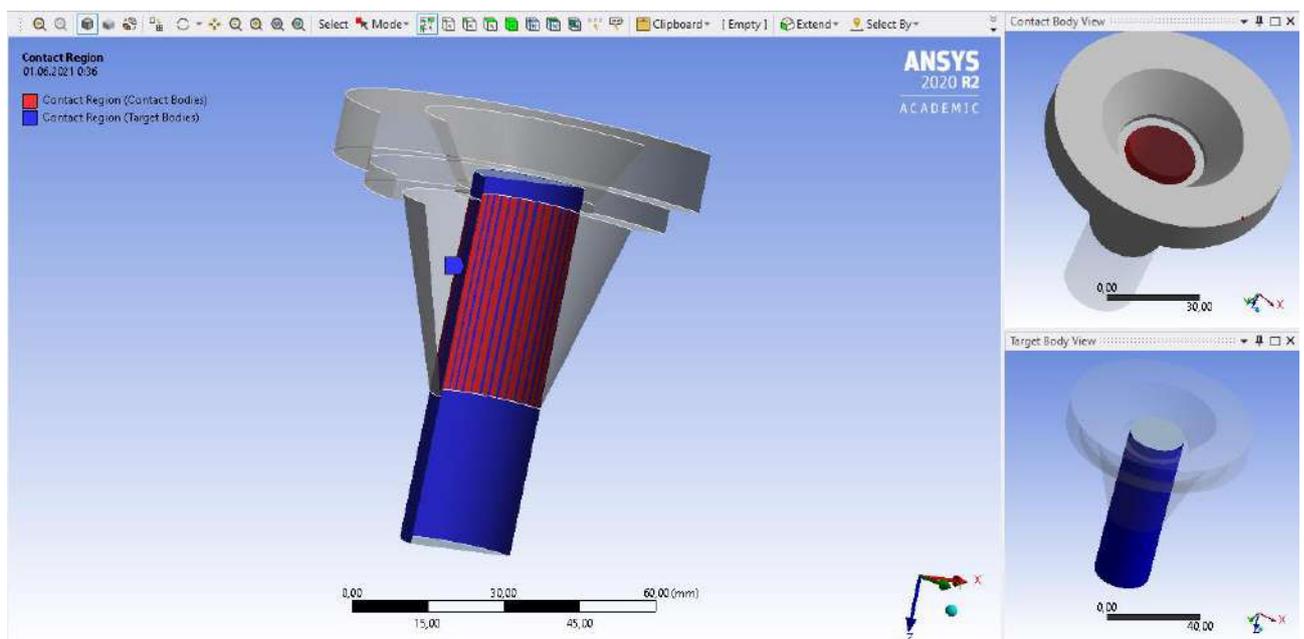


Рис. 2.1.18 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

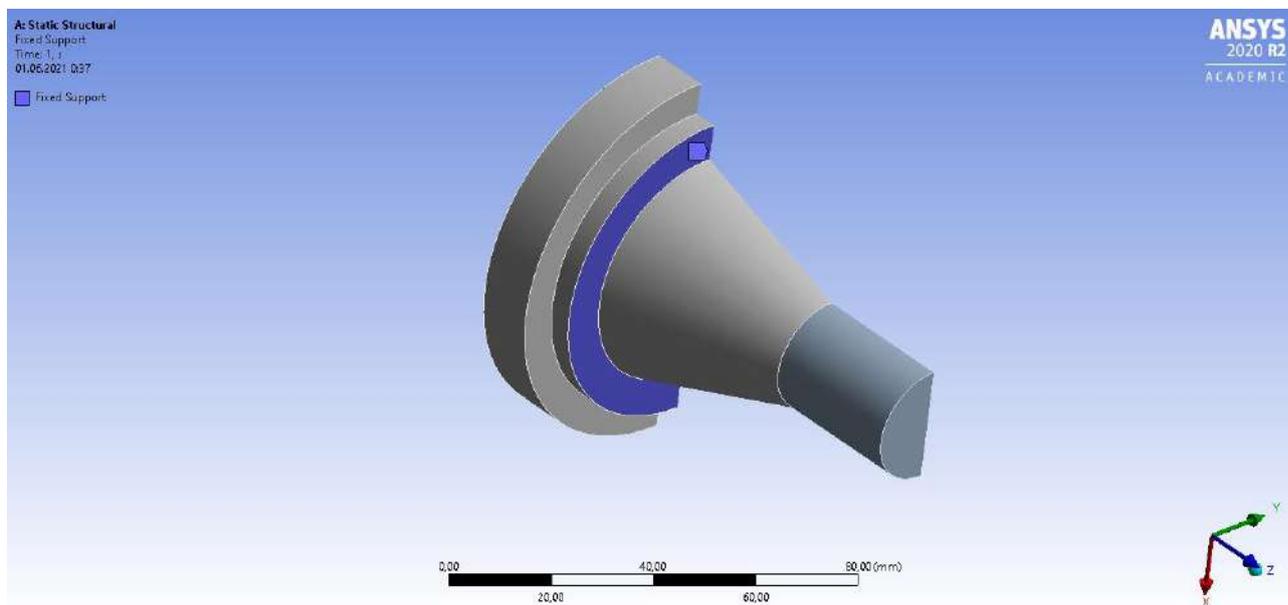


Рис. 2.1.19 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

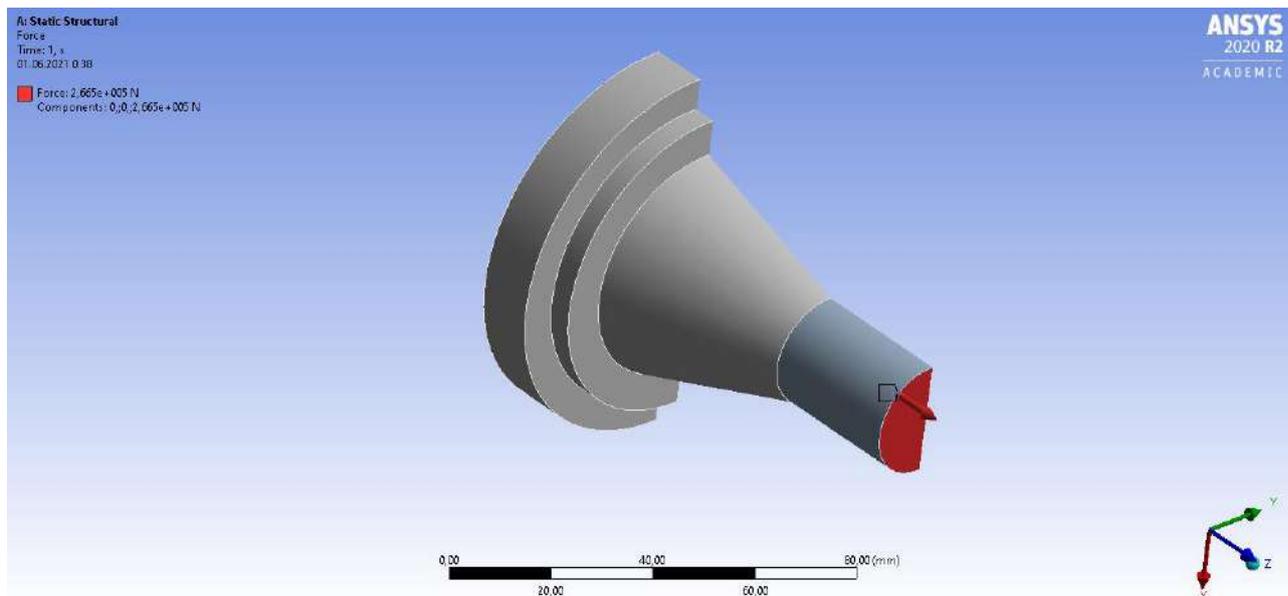


Рис. 2.1.20 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - \*\*\*, количество узлов - \*\*\*.

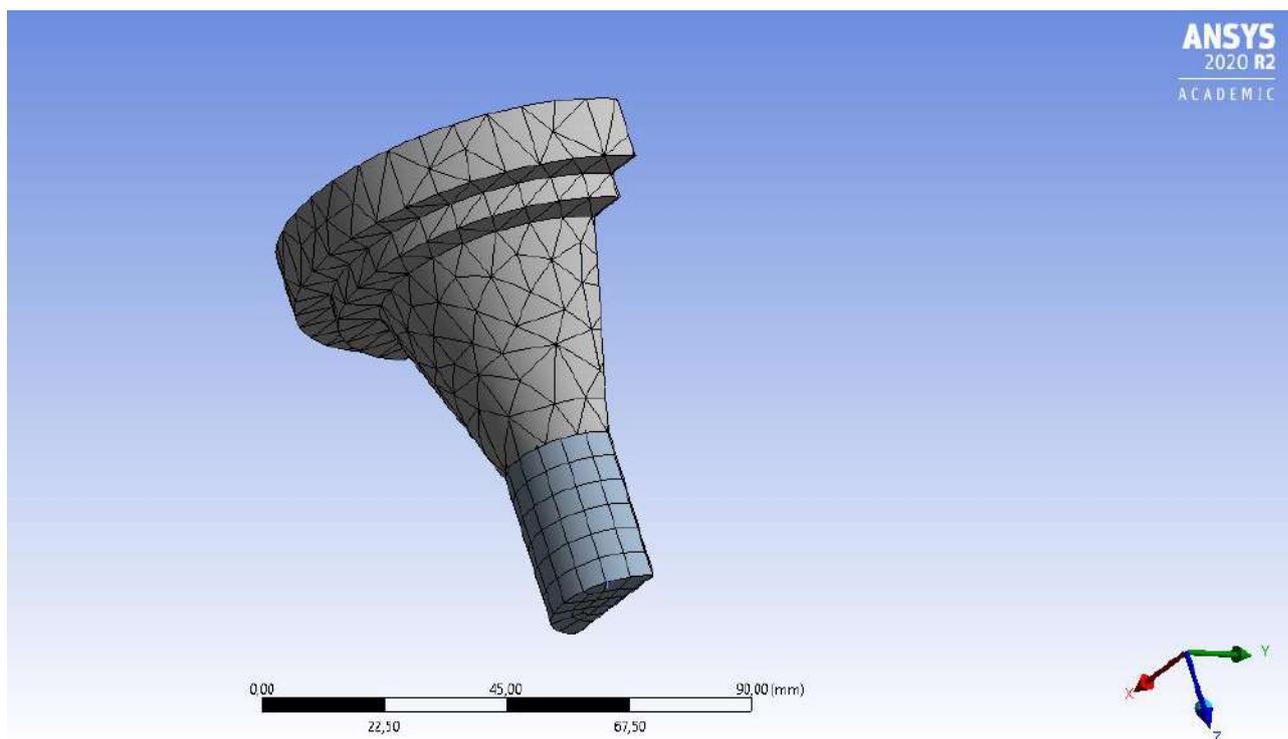


Рис. 2.1.20 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

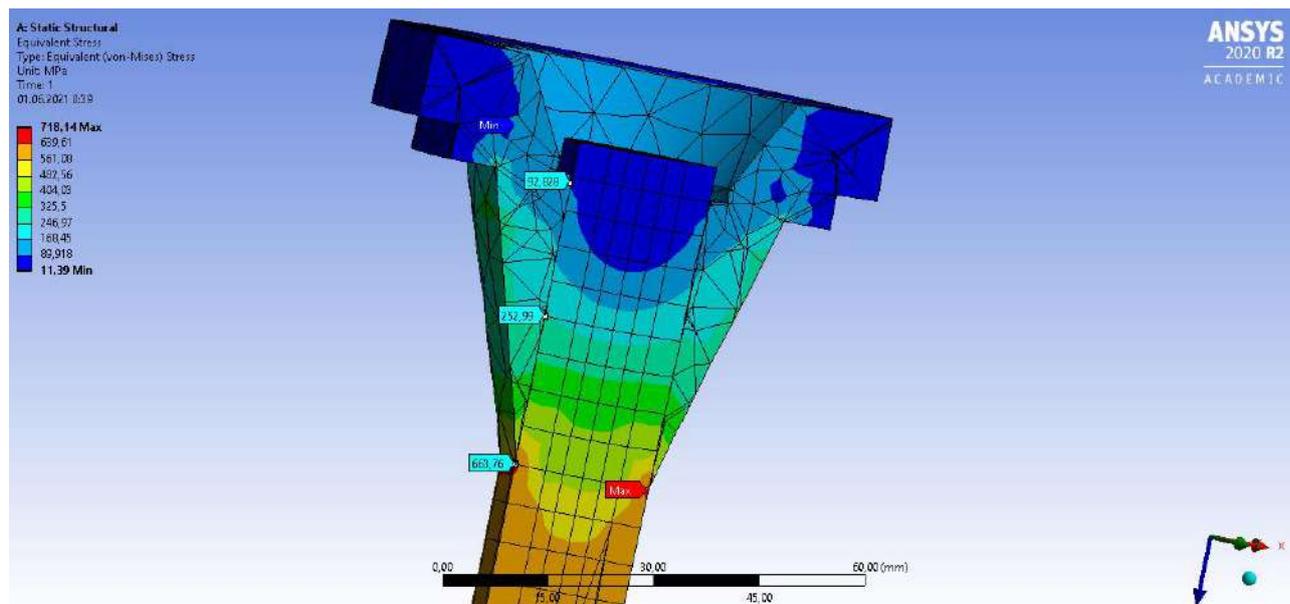


Рис. 2.1.21 Эпюра эквивалентных напряжений гайки типа Б.

Табл. 2.1.2 Напряжения в гайке тип Б.

	макс. напр. МПа	мин. Напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа
Вариант Б	718,14	11,39	663,76	252,99	99,828



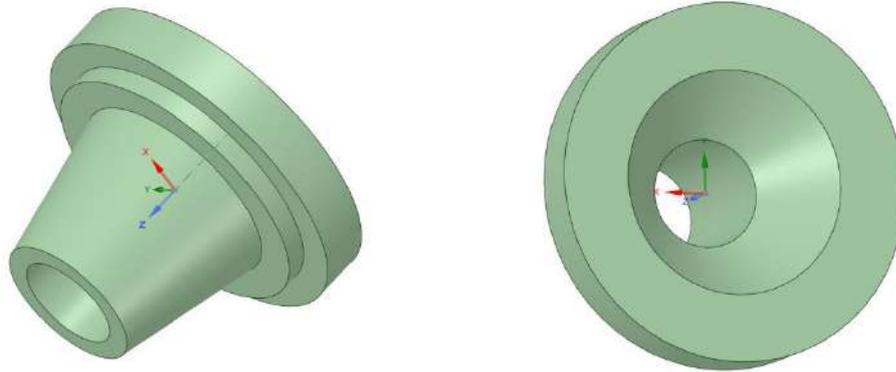


Рис. 2.1.23. 3-d вид гайки вариант В.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.1.24 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

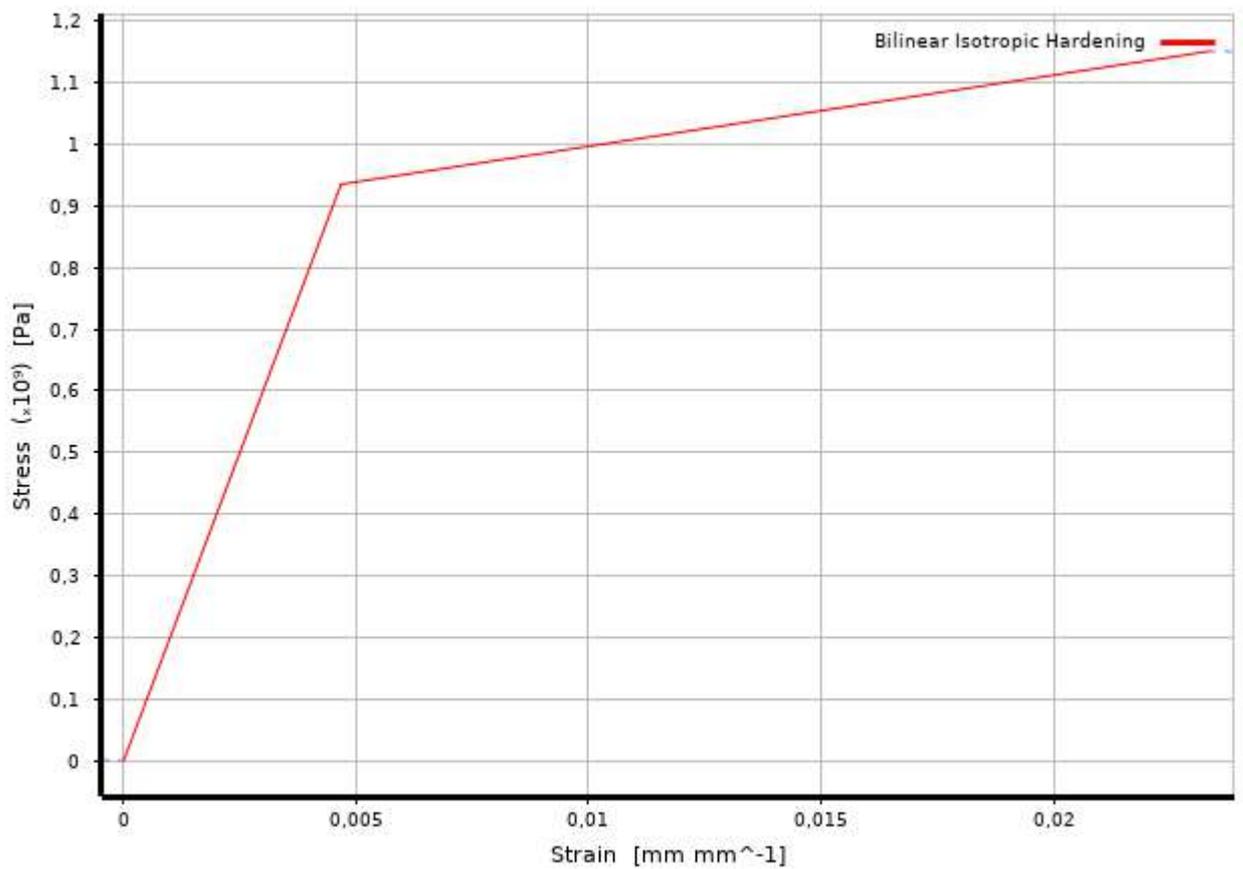


Рис. 2.1.25 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

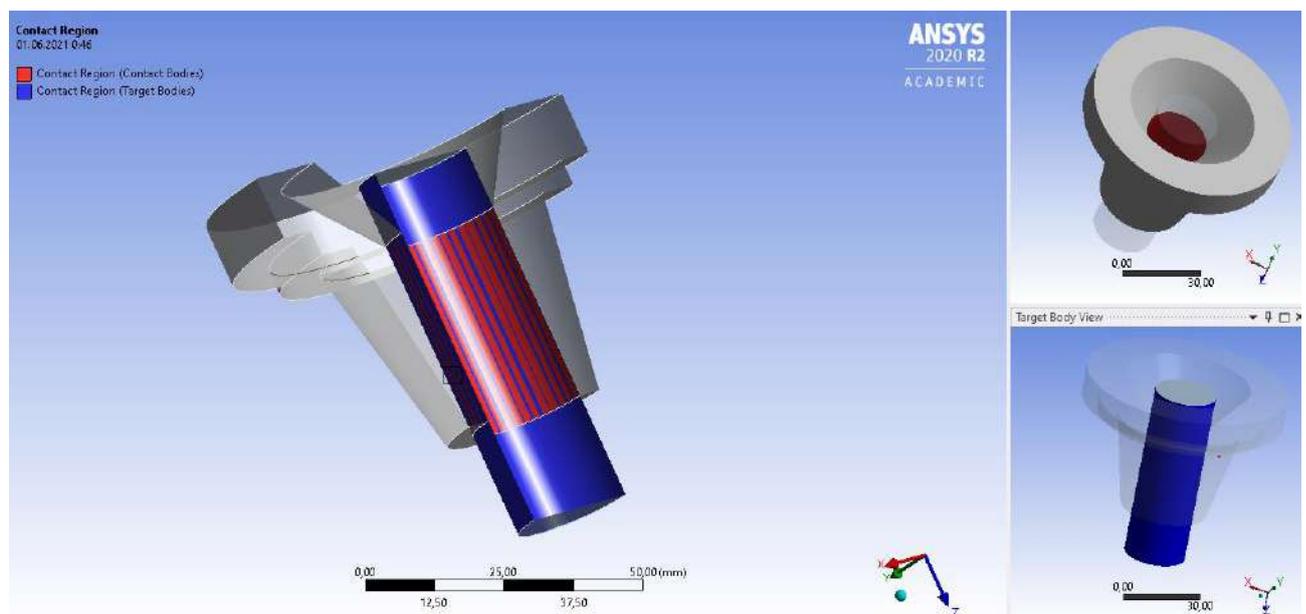


Рис. 2.1.26 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

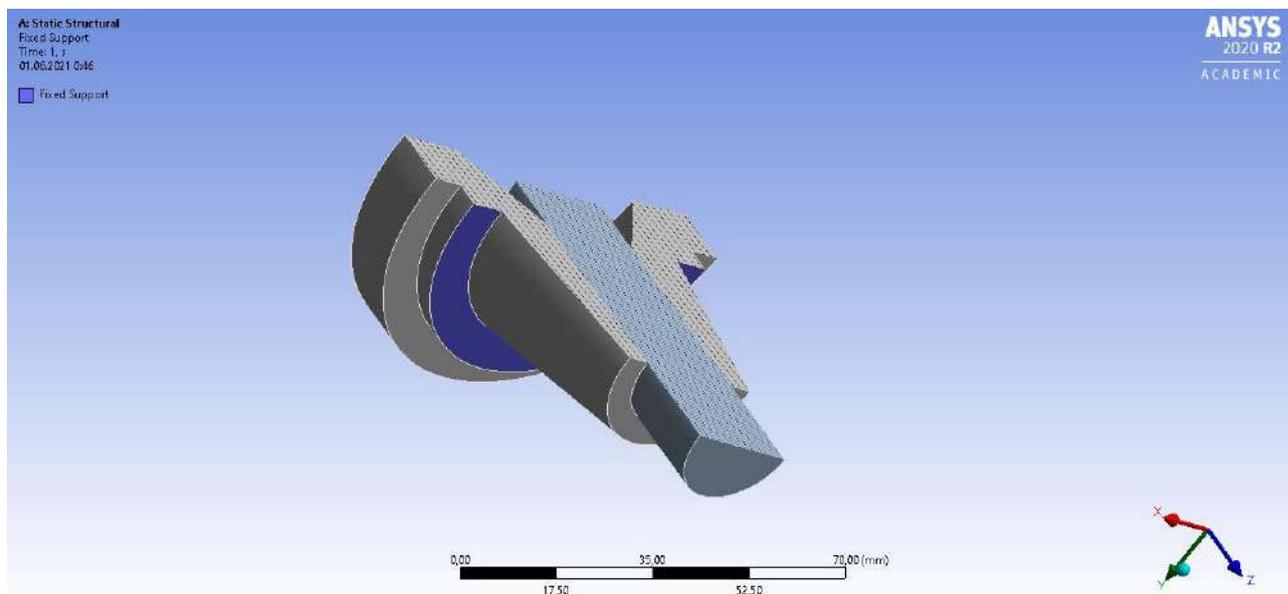


Рис. 2.1.27 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

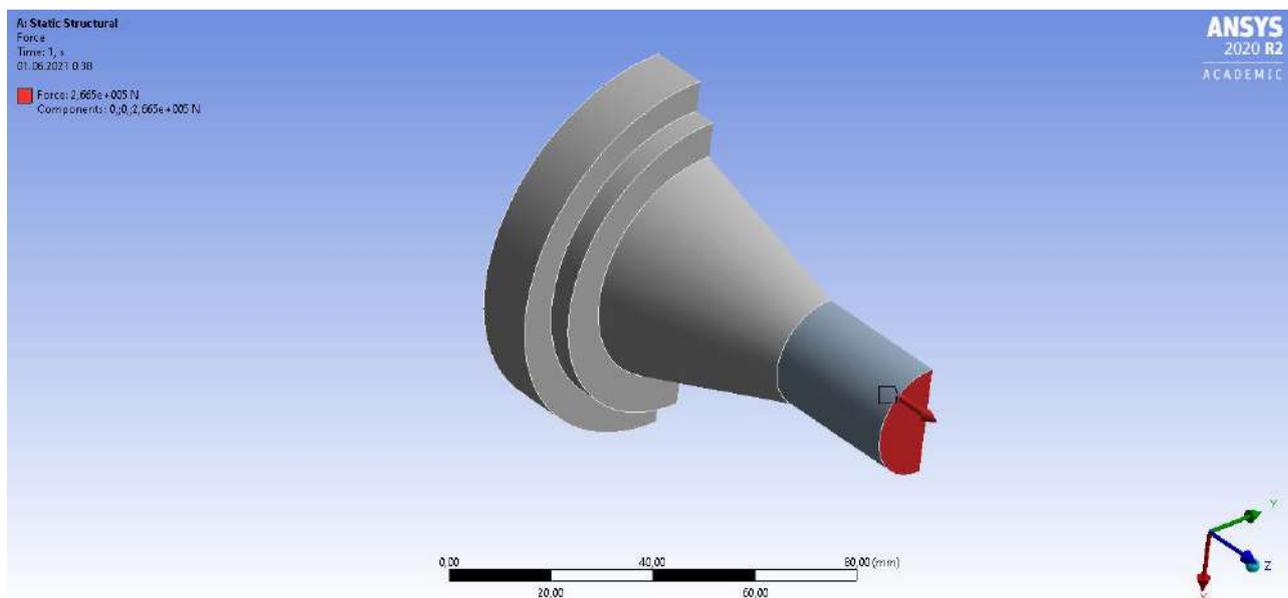


Рис. 2.1.28 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 4568, количество узлов - 28680.

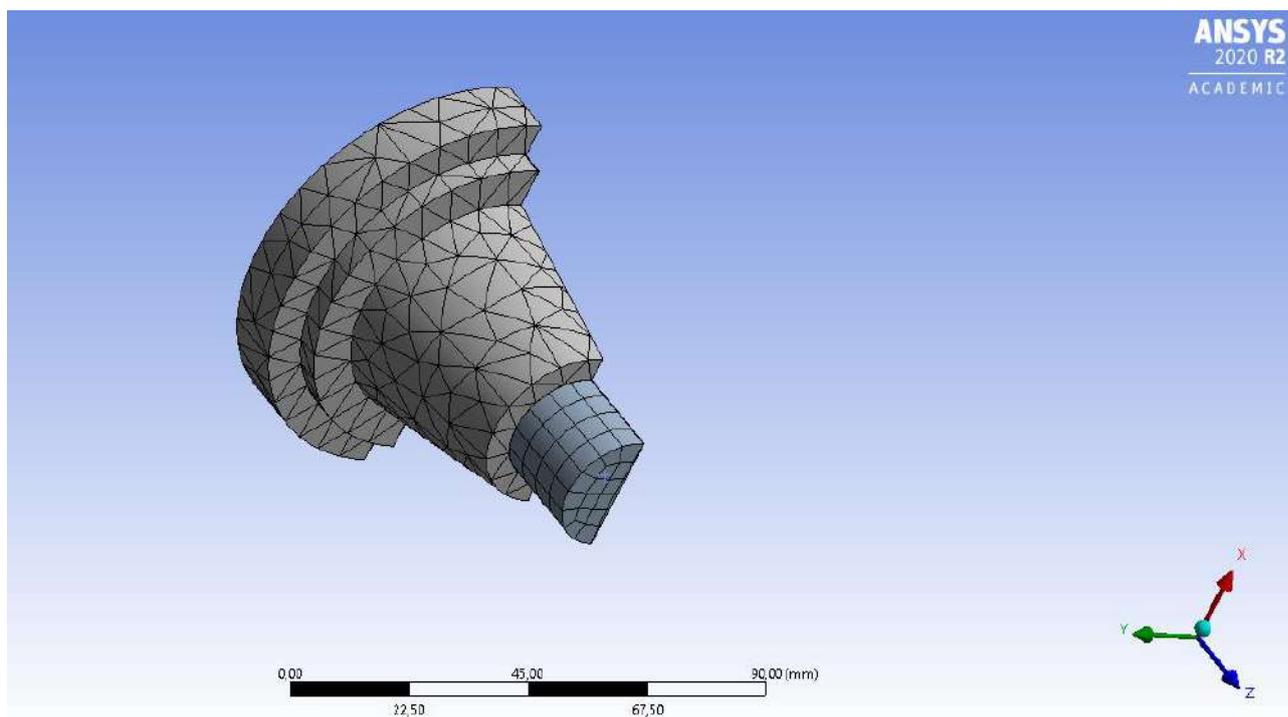


Рис. 2.1.29 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

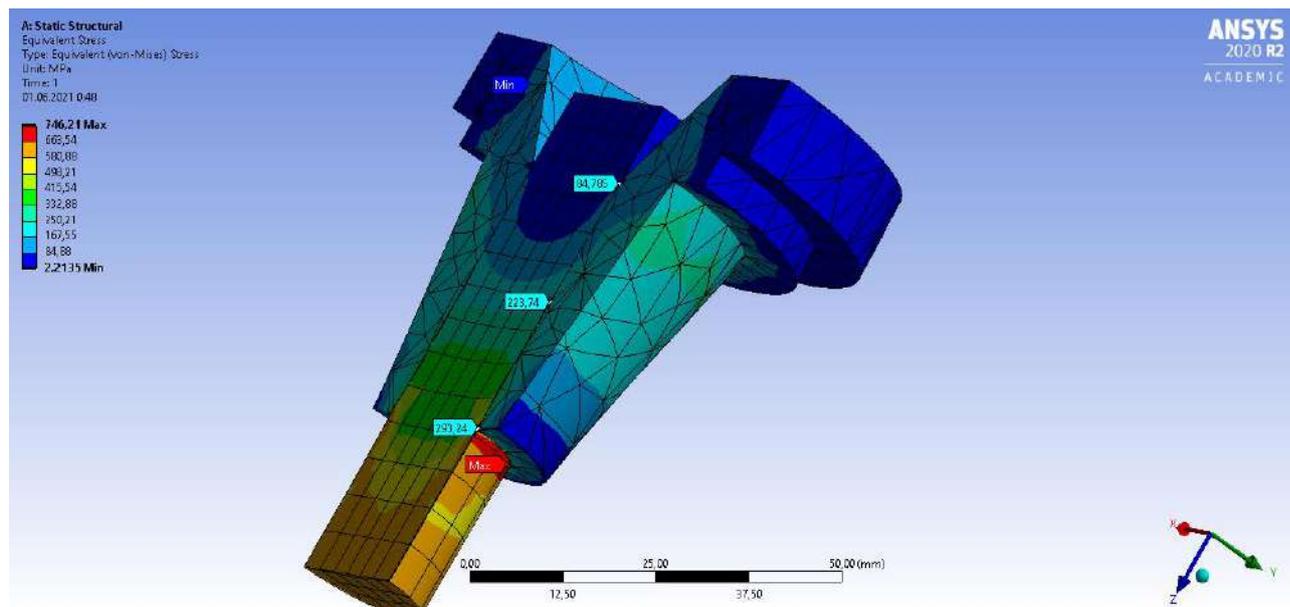


Рис. 2.1.30 Эпюра эквивалентных напряжений гайки типа В.

Табл. 2.1.3 Напряжения в гайке тип В.

	макс. напр. МПа	мин. Напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа
Вариант В	746,21	2,2135	293,24	223,74	84,785

## 2.1.4. РАСЧЕТ ГАЙКИ ВАРИАНТ Г:

### 1. Геометрия гайки:

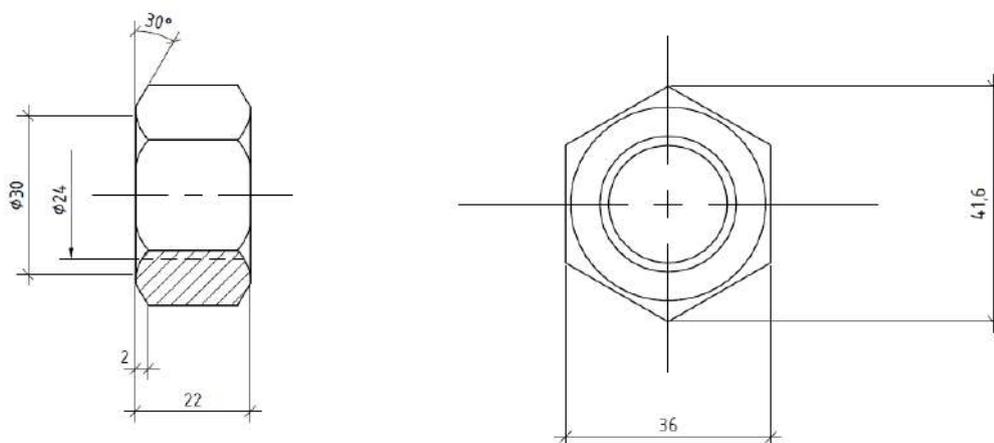


Рис. 2.1.31 Чертеж гайки вариант Г.

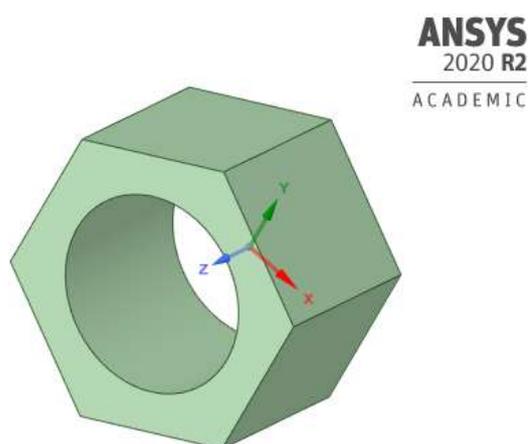


Рис. 2.1.32. 3-d вид гайки вариант Г.

### 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.1.33 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

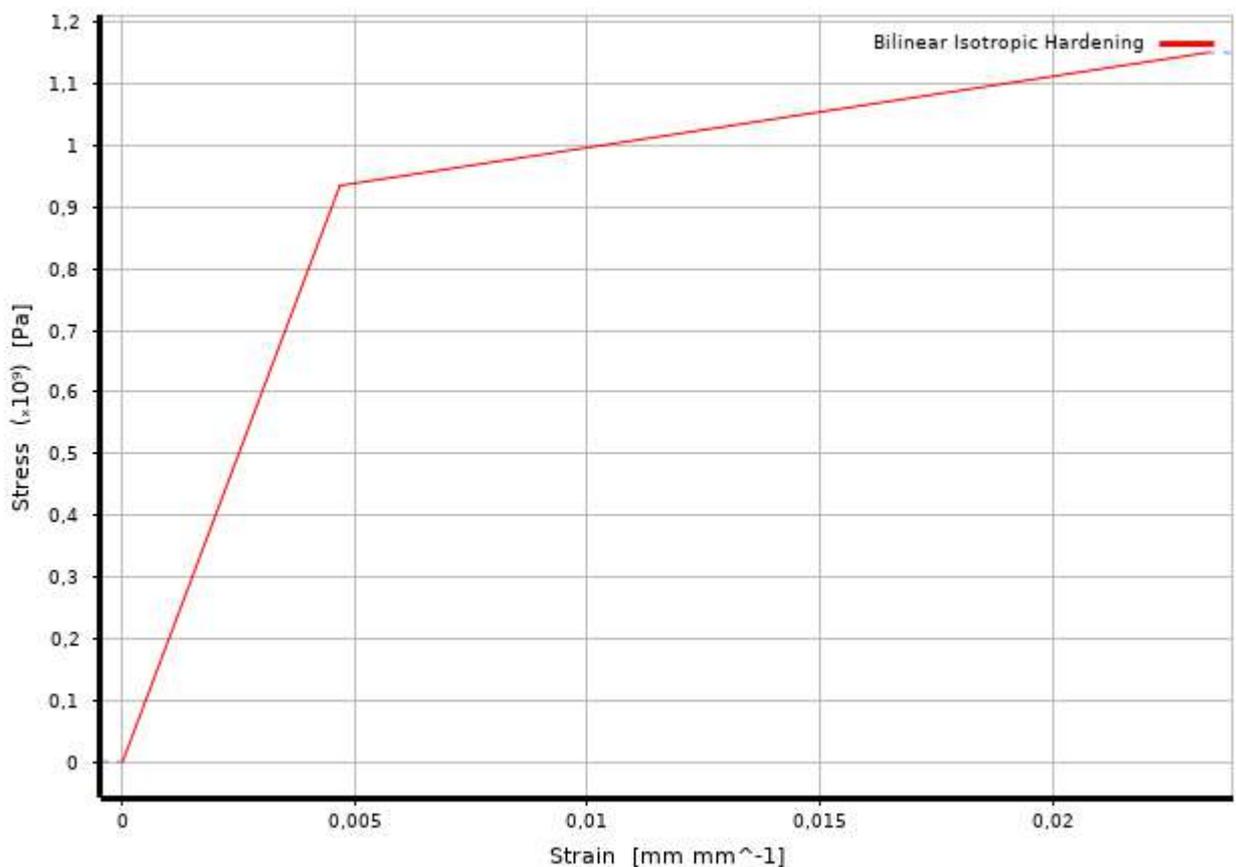


Рис. 2.1.34 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

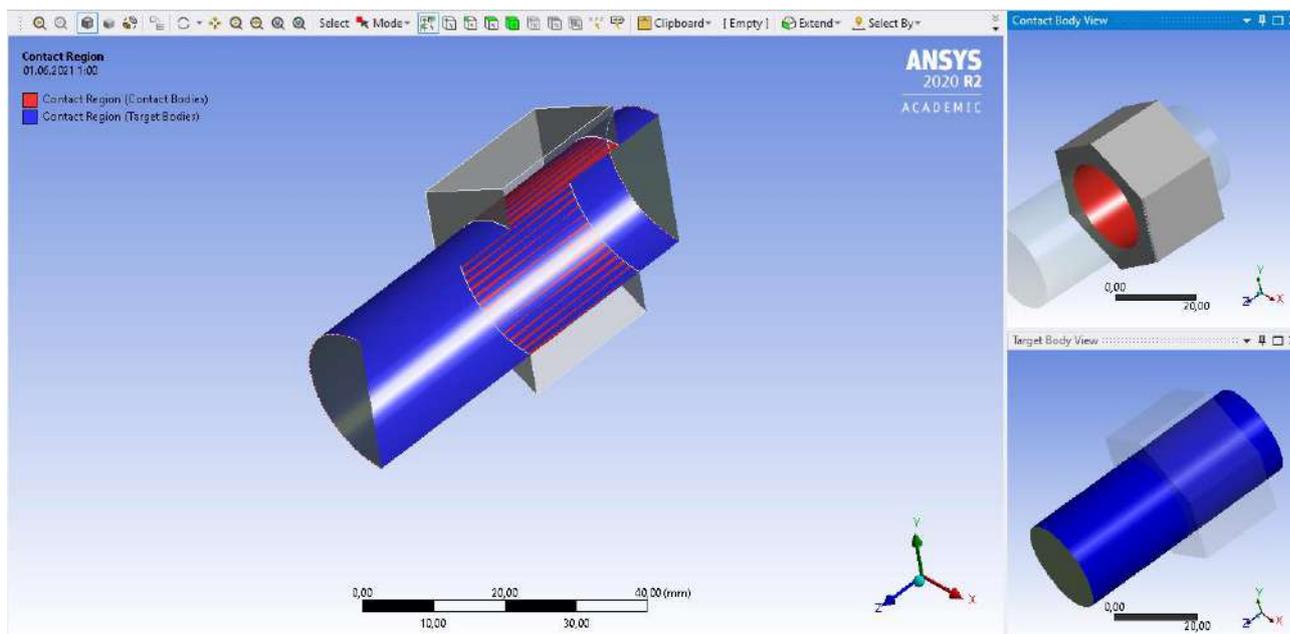


Рис. 2.1.35 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

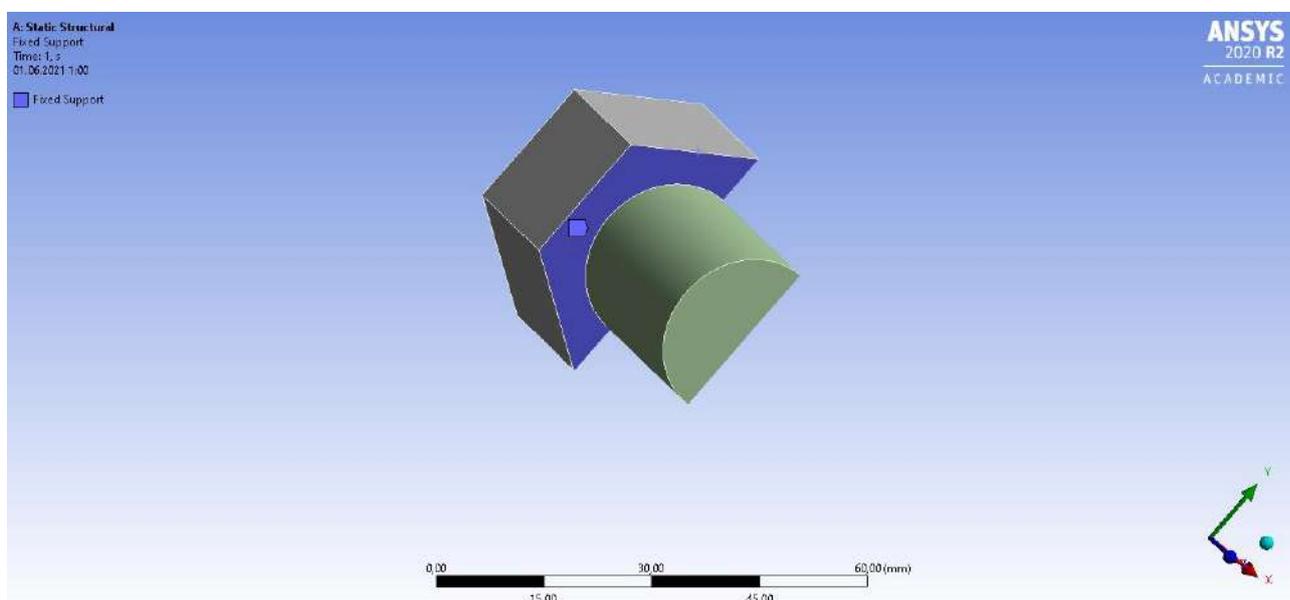


Рис. 2.1.36 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист 51
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

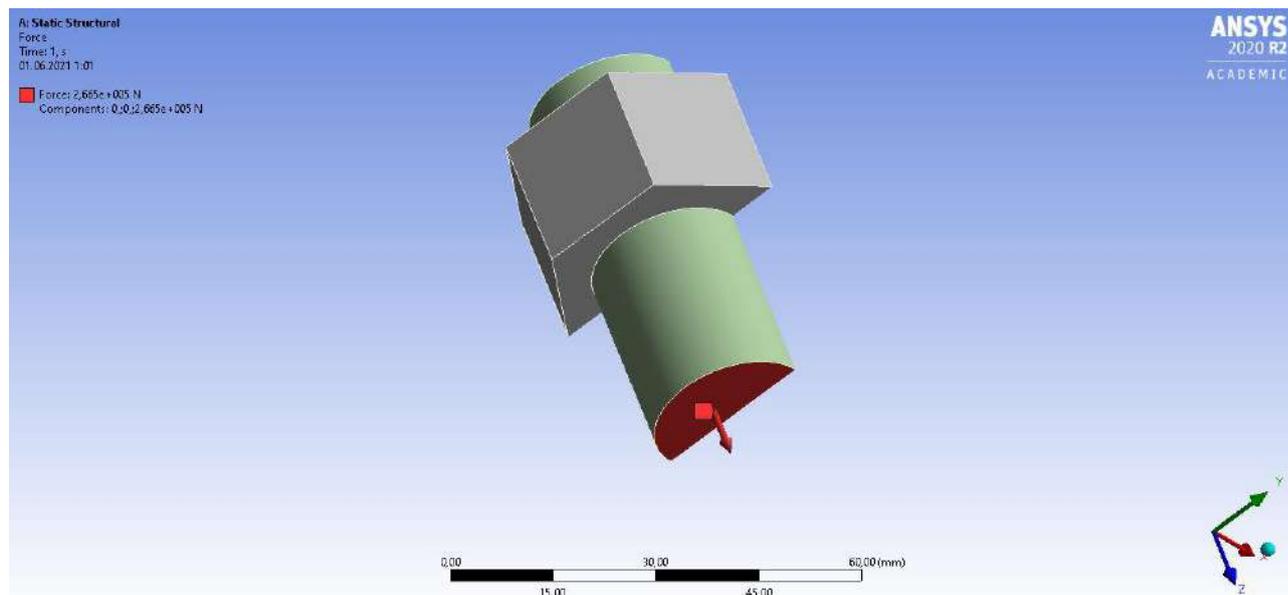


Рис. 2.1.37 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 3545, количество узлов - 25690.

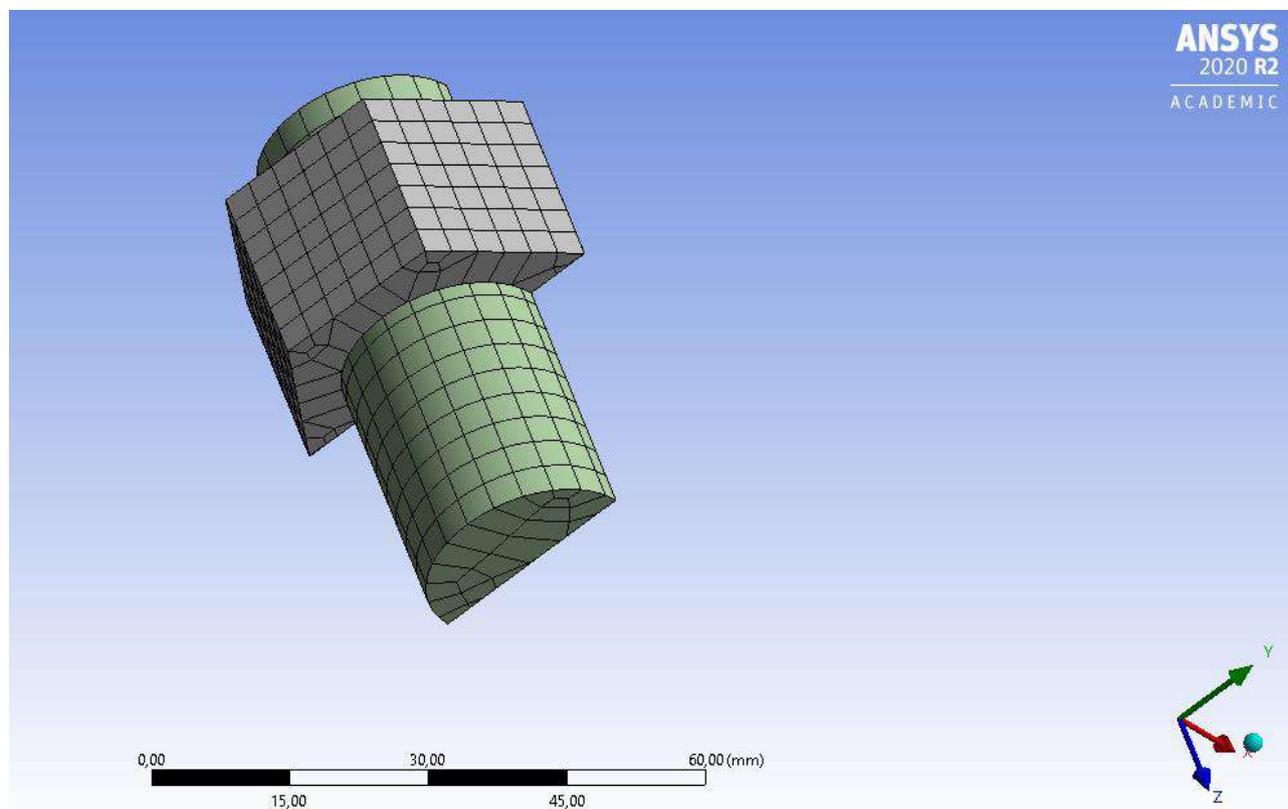


Рис. 2.1.38 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

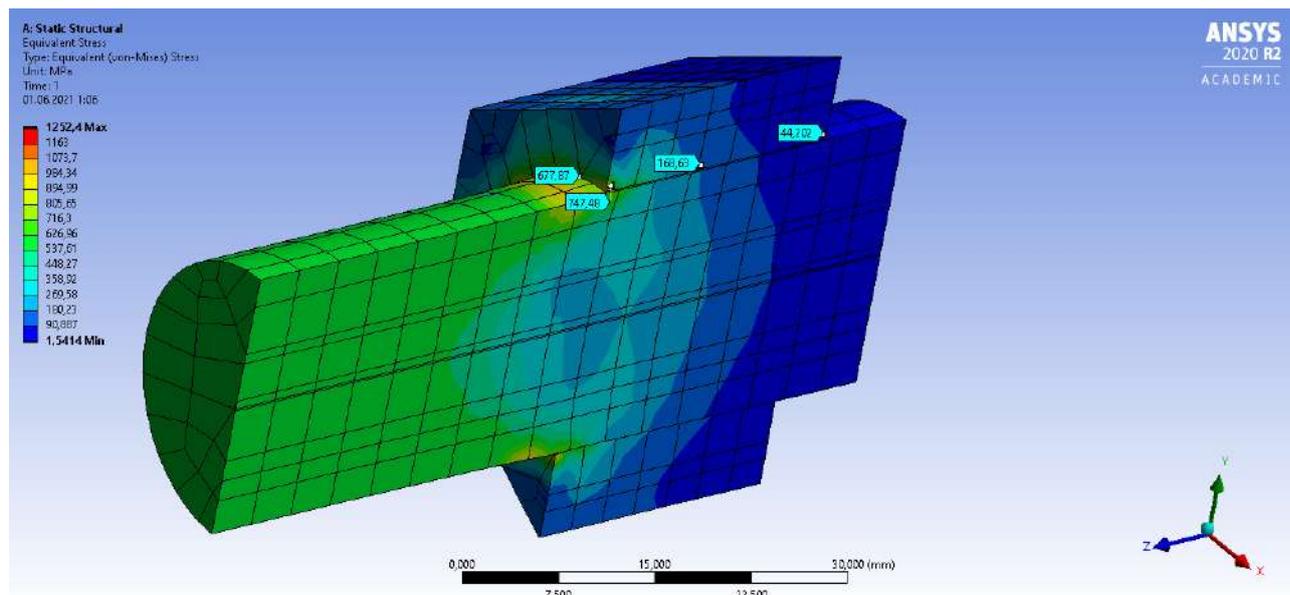


Рис. 2.1.39 Эпюра эквивалентных напряжений гайки типа Г.

Табл. 2.1.4 Напряжения в гайке тип Г

	макс. напр. МПа	мин. Напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа
Вариант Г	1252,4	1,5414	747,48	168,83	44,202

Выводы по результатам расчетов:

Результаты расчетов конструкций гаек численными методами показали положительный результат. Лучшим из вариантов по распределению напряжений показал себя вариант В. Будем вести сравнение варианта В и Г, т.к. вариант Г наиболее приближен к гайке по ГОСТ.

Удалось снизить концентрации напряжений в 1 витке гайки на 60,7 %  $((747,48 - 293,24)/747,48 = 0,607)$ . Также путем распределения напряжений в теле гайки удалось снизить максимальные напряжения на 40,4 %  $((1252,4 - 746,21)/1252,4 = 0,404)$ .

Таким образом, в дальнейших расчетах болтового соединения будем рассматривать данный вариант гайки как гайка улучшенной конструкции.

Табл. 2.1.5 Сводная таблица результатов расчета.

	макс. напр. МПа	мин. Напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа
Вариант А	952,97	17,488	838,59	247,42	142,86
Вариант Б	718,14	11,39	663,76	252,99	99,828
Вариант В	746,21	2,2135	293,24	223,74	84,785
Вариант Г	1252,4	1,5414	747,48	168,83	44,202

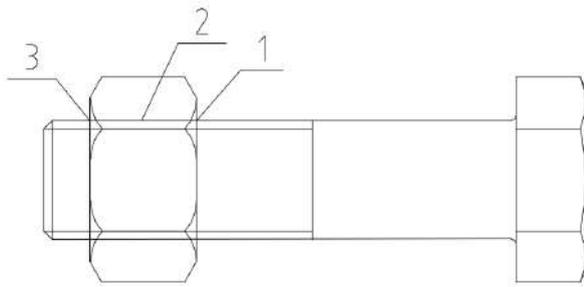


Рис. 2.1.40 Схема контрольных точек для анализа напряжений в гайках.

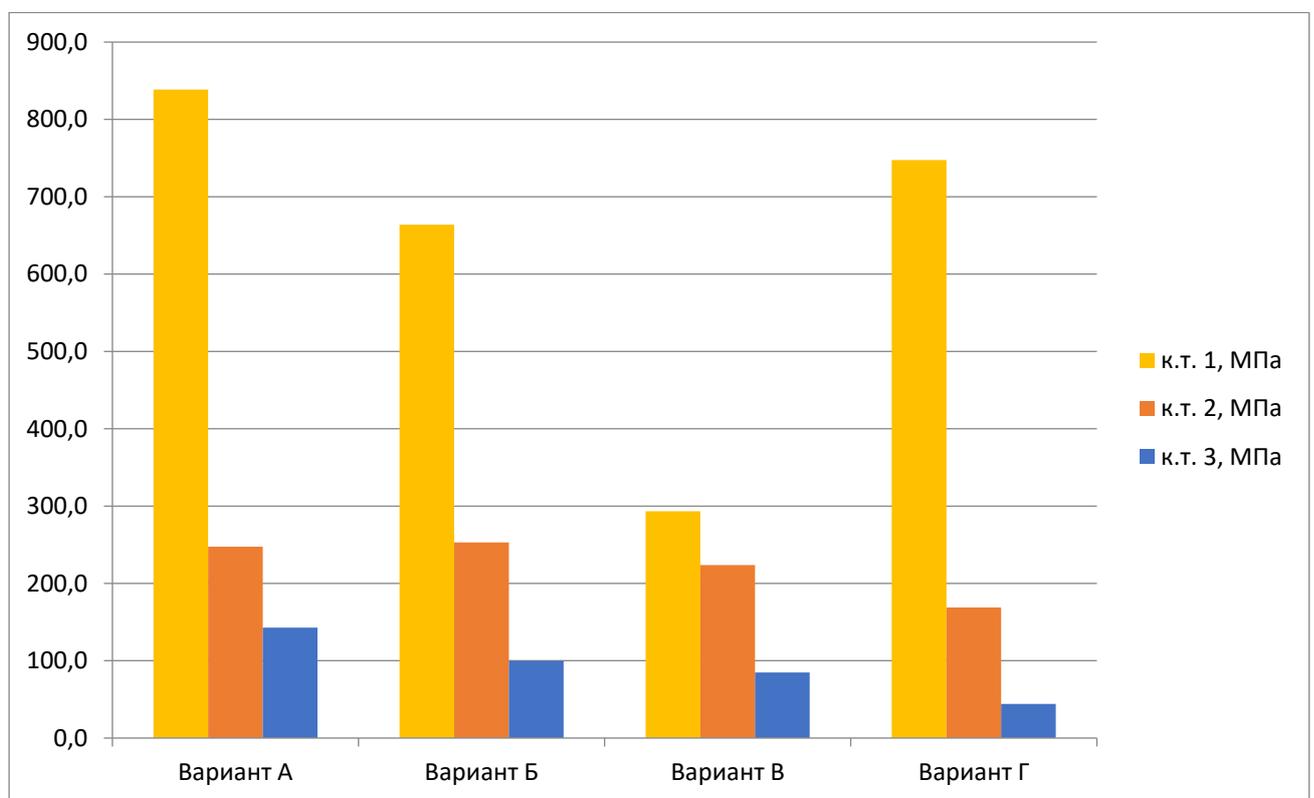


Рис. 2.1.41 Диаграмма распределения напряжений по контрольным точкам для гаек с более равномерным распределением нагрузки по виткам.

## 2.2. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ БОЛТА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.

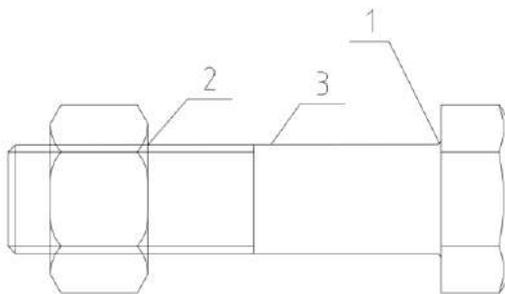


Рис. 2.2.1 Участки подверженные наиболее частому хрупкому замедленному разрушению.

Рис 2.2.1 показывает участки подверженные наиболее частому хрупкому замедленному разрушению, полученные в результате испытаний болтов на разрыв, проведенные комитетом прочности болтов Японского сообщества стальных конструкций (JSSC) с 1968 по 1972 годы. Чаще всего высокопрочные болты выходят из строя в резьбовой части, где концентрации напряжений и пластической деформации значительны, для снижения напряжений и пластических деформаций на различных участках болтов с соблюдением нормативных размеров были разработаны следующие новые конструктивные особенности представленные на Рис 2.2.2.

- 1 Новая форма резьбы (см.п.2.3)
- 2 Улучшенная форма перехода от хвостика к резьбовой части
- 3 Увеличенный радиус перехода от головки к стволу
- 4 Гайка новой формы.

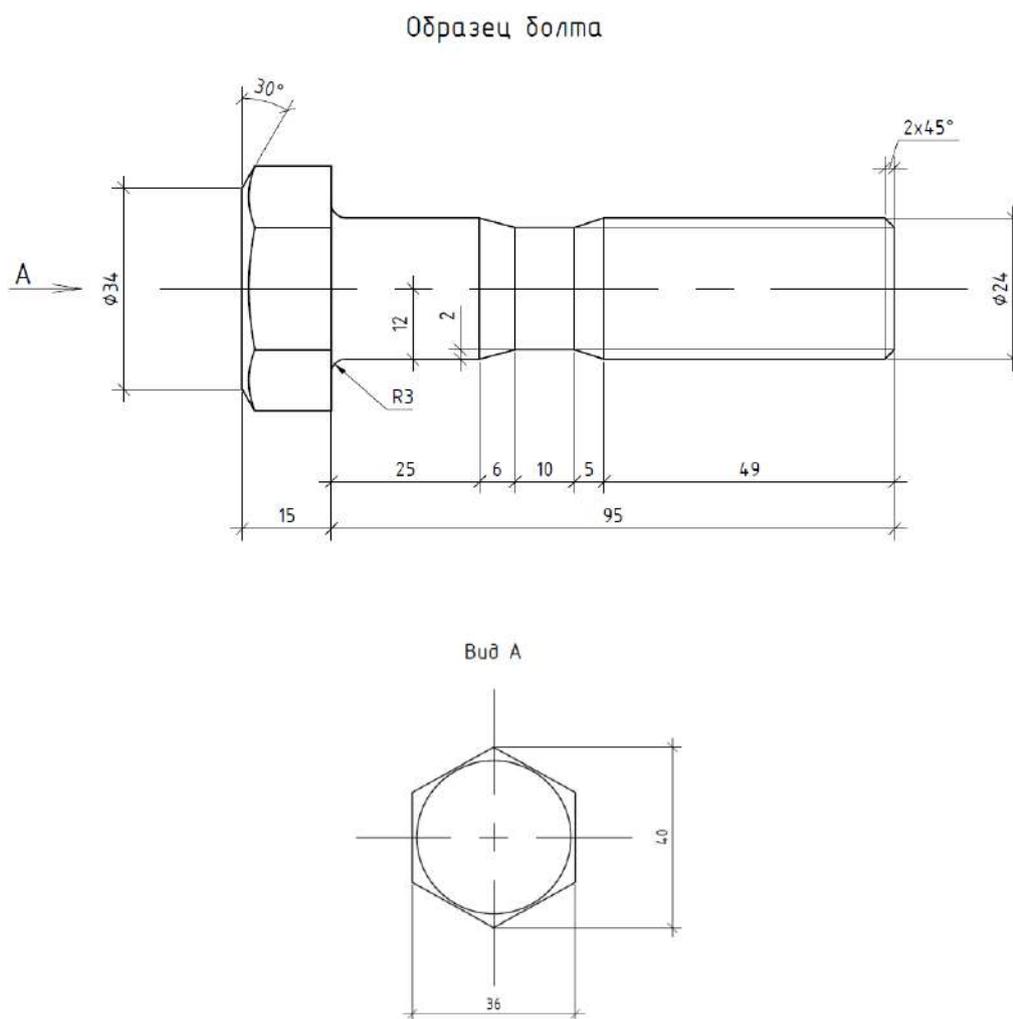


Рис. 2.2.2 Болт улучшенной формы.

Расчет данной формы болта будем проводить с улучшенной формой гайки, полученной с п.2.1.

Также для сравнения результатов полученных расчетом МКЭ используем болт и гайку по ГОСТ.

Предпосылки расчета:

- Сравнить напряжения, возникающие в болтовом соединении будем по нагрузке предварительного натяжения. Моделировать такой случай будем фиксированием головки болта, и приложением нагрузки на поверхность гайки со стороны головки болта.

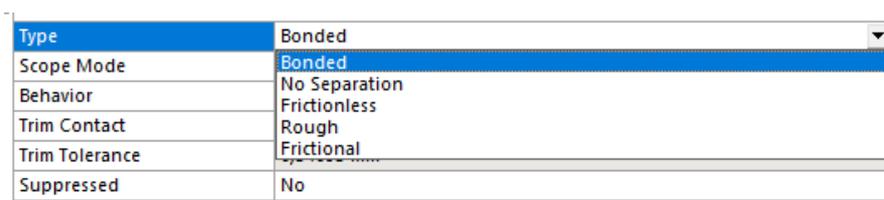
- Стандартный болт представляет собой цилиндрическую поверхность, площадь поперечного сечения которого равно площади брутто вне зоны резьбы.

- Контакт внутренней грани головки болта и наружной поверхности фланца в процессе работы соединения не нарушается, допускается только проскальзывание относительно друг друга.

- Для расчетов будем использовать высокопрочный болт М24 класс прочности 10.9.

Одним из важнейших вопросов, возникающих при моделировании контактных задач, является выбор подходящей модели взаимодействия целевой контактной частей пары. ANSYS позволяет задать для каждой контактной пары различные модели, которые опираются на различные физические условия контактирования реальных объектов.

Выбор подходящего типа контакта зависит от типа проблемы, которую мы пытаемся решить. Если моделирование способности тел разделяться или слегка открываться важно и/или важно получение напряжений в непосредственной близости от границы раздела контактов, рассмотрите возможность использования одного из типов нелинейных контактов (без трения, шероховатости, трения), который может моделировать зазоры и более точно смоделировать истинную площадь контакта



Type	Bonded
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Trim Contact	Rough
Trim Tolerance	Frictional
Suppressed	No

Рис. 2.2.3 Параметр type моделирования контакта.

Параметр type позволяет задать контактную модель для выбранной пары и может принимать следующие значения:

**Bonded:** это конфигурация по умолчанию, которая применяется ко всем контактными областям (поверхностям, телам, линиям, граням, кромкам). Если контактные области склеены, то скольжение или разделение между гранями или краями не допускается.

No Separation: эта настройка контакта аналогична связанному случаю. Это применимо только к областям граней (для 3D-тел) или кромок (для 2D-пластин). Разделение соприкасающихся геометрий не допускается.

Frictionless: эта настройка моделирует стандартный односторонний контакт; то есть нормальное давление равно нулю, если происходит разделение. Таким образом, в модели могут образовываться зазоры между телами в зависимости от нагрузки. Это решение является нелинейным, поскольку площадь контакта может изменяться при приложении нагрузки. Предполагается нулевой коэффициент трения, что обеспечивает свободное скольжение.

Rough: Подобно настройке без трения, эта настройка моделирует идеально грубый фрикционный контакт без скольжения. Это применимо только к областям граней (для 3D-тел) или кромок (для 2D-пластин). По умолчанию автоматическое закрытие промежутков не выполняется. Этот случай соответствует бесконечному коэффициенту трения между контактирующими телами. [Не поддерживается для анализа явной динамики.]

Frictional: в этой настройке две соприкасающиеся геометрии могут переносить касательные напряжения до определенной величины через свою границу раздела, прежде чем они начнут скользить относительно друг друга. Это состояние известно как «прилипание». Модель определяет эквивалентное напряжение сдвига, при котором начинается скольжение по геометрии, как часть контактного давления. Как только напряжение сдвига будет превышено, две геометрии будут скользить относительно друг друга. Коэффициент трения может быть любым неотрицательным значением.

Для решения нашей задачи используем тип Bonded, имитируя резьбу.

Сравнивать результаты расчетов будем по эквивалентным напряжениям по фон Мизес (Equivalent (von Mises)).

Эквивалентное напряжение связано с главными напряжениями уравнением:

$$\sigma_e = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

Эквивалентное напряжение (так называемое напряжением фон Мизеса) часто используется при проектировании, поскольку оно позволяет представить любое произвольное трехмерное напряженное состояние в виде единственного положительного значения напряжения. Эквивалентное напряжение является частью теории разрушения при максимальном эквивалентном напряжении, используемой для прогнозирования деформации пластичного материала.

Теория утверждает, что пластичный материал начинает повреждаться в местах, где напряжение по Мизесу становится равным предельному напряжению. В большинстве случаев, предел текучести используется в качестве предельного напряжения.

Сравнивать результаты будем по 4 контрольным точкам для разных типов болтов, которые указаны на Рис. 2.2.4.

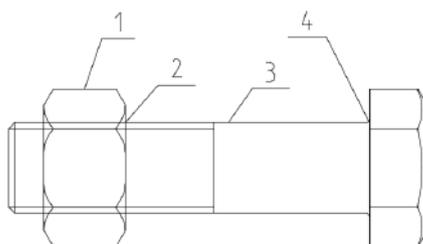


Рис. 2.2.4 Точки сравнения напряжений

## 2.2.1. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПО ГОСТ.

### 1. Геометрия болта и гайки:

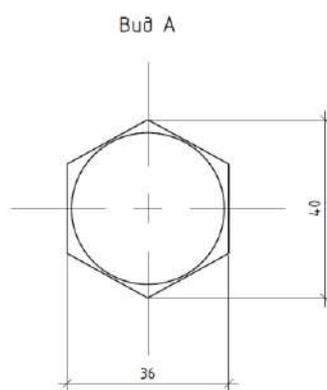
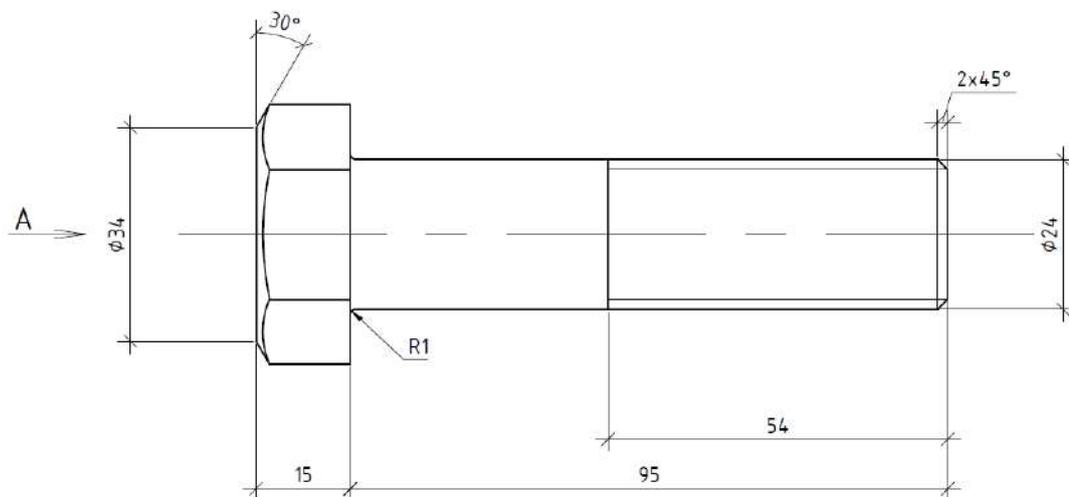


Рис. 2.2.5 Чертеж болта М24х95 по ГОСТ.

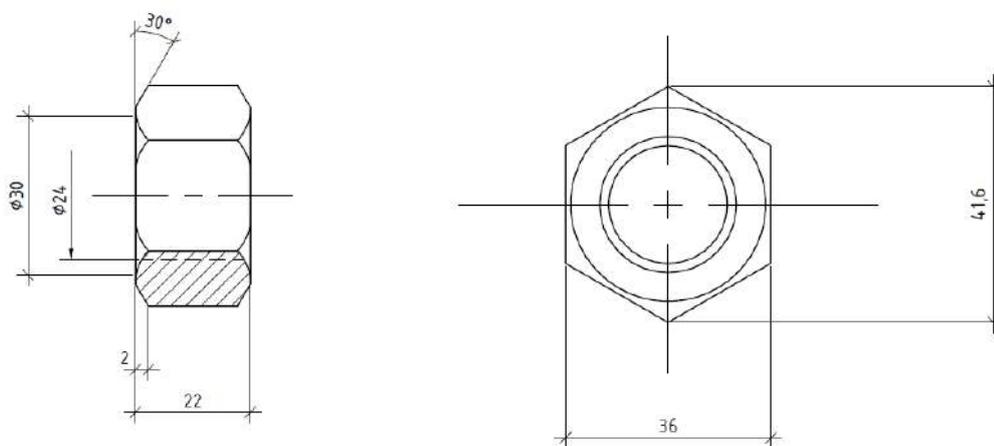


Рис. 2.2.6 Чертеж гайки по ГОСТ.

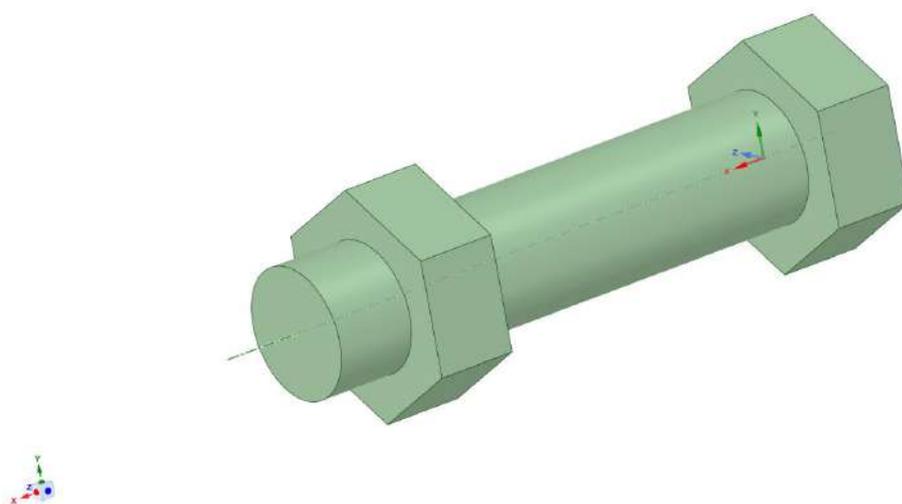


Рис. 2.2.7 3-d вид болтового соединения по ГОСТ.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm^-3	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.2.8 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

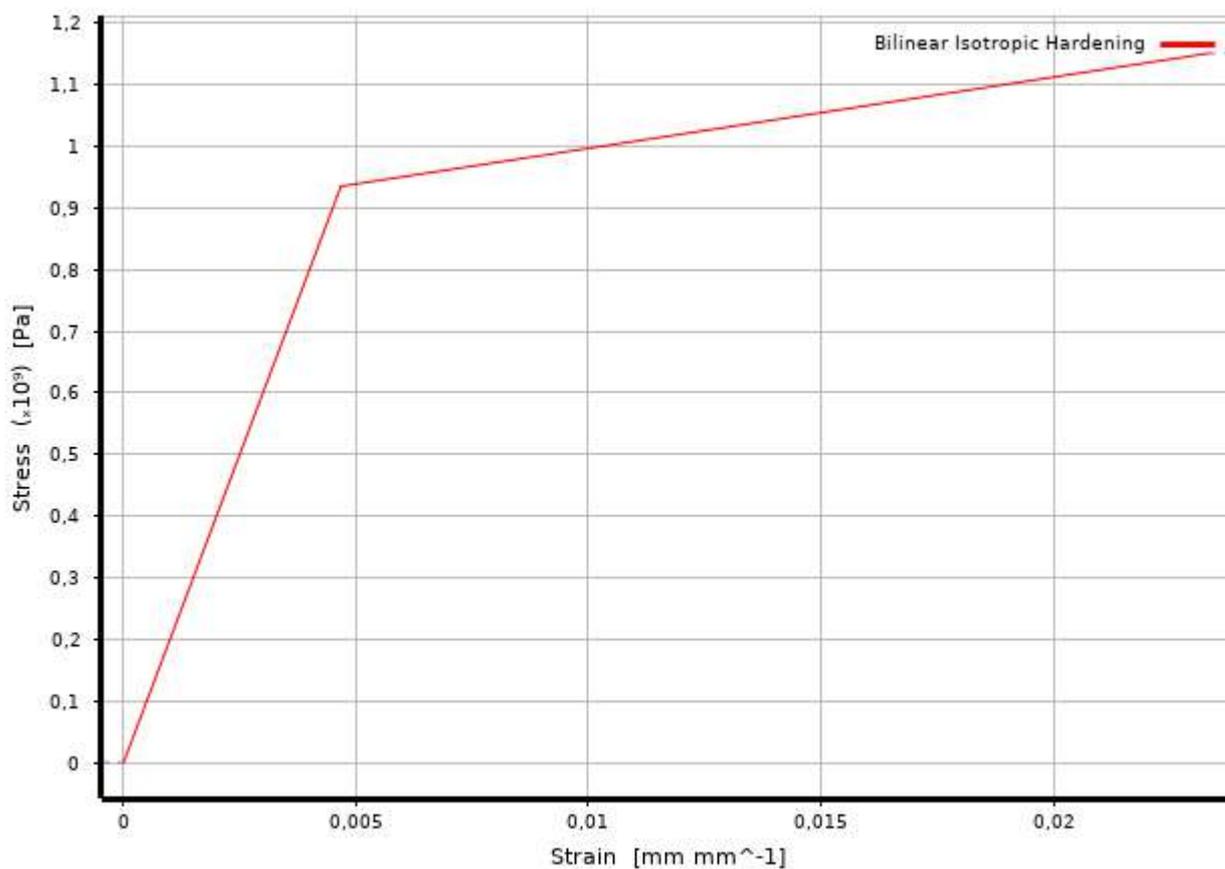


Рис. 2.2.9 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

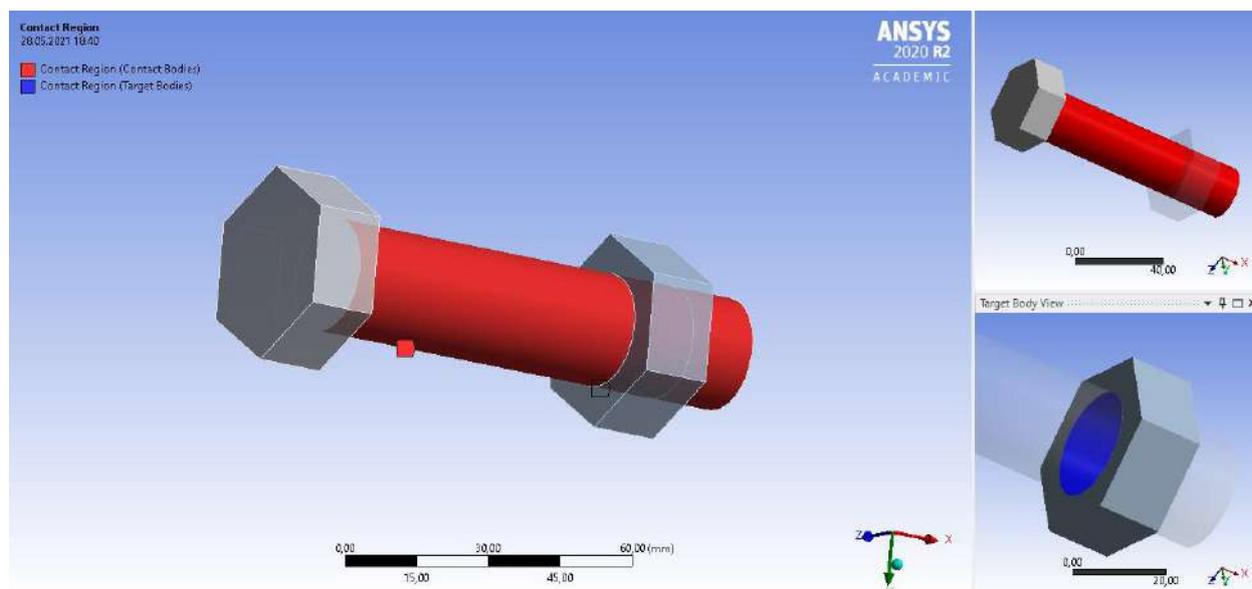


Рис. 2.2.10 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

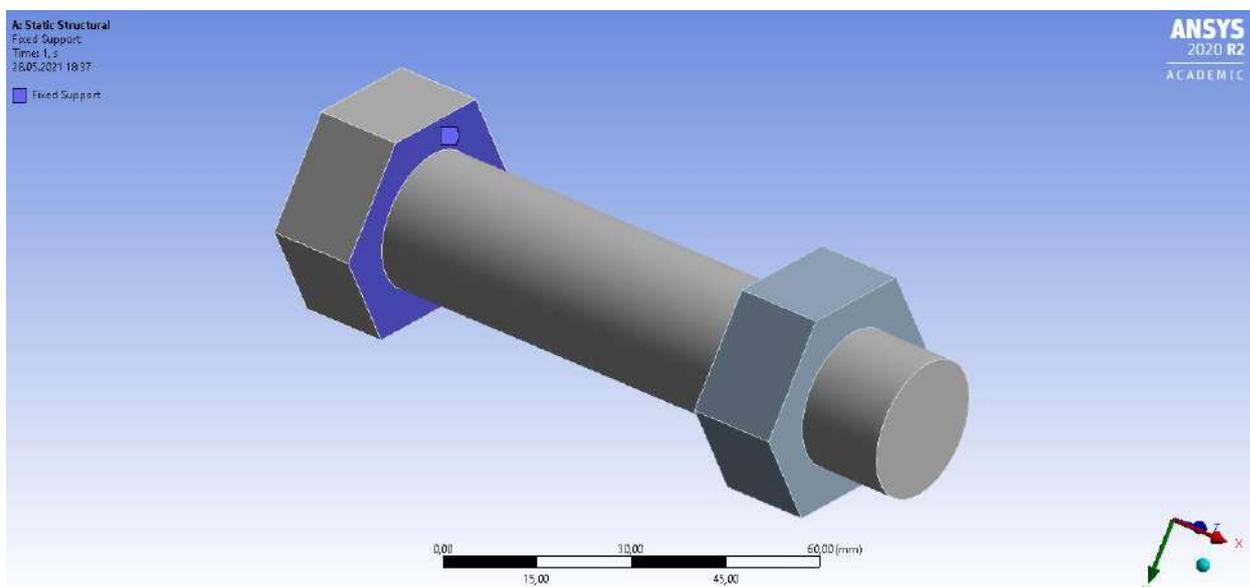


Рис. 2.2.11 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

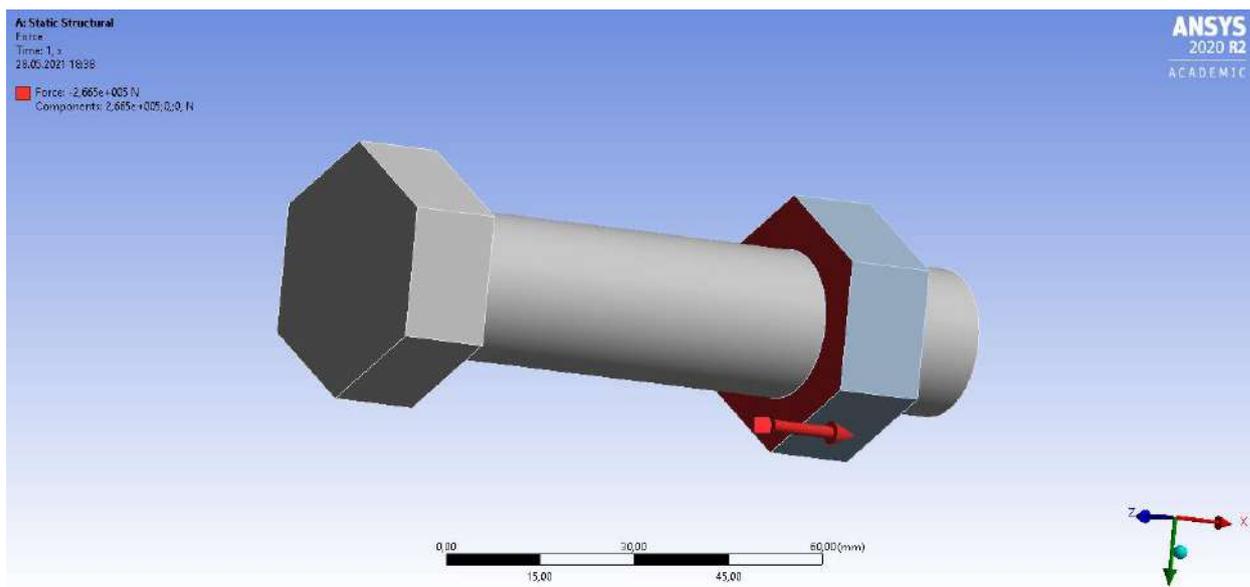


Рис. 2.2.12 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 4685, количество узлов - 15680.

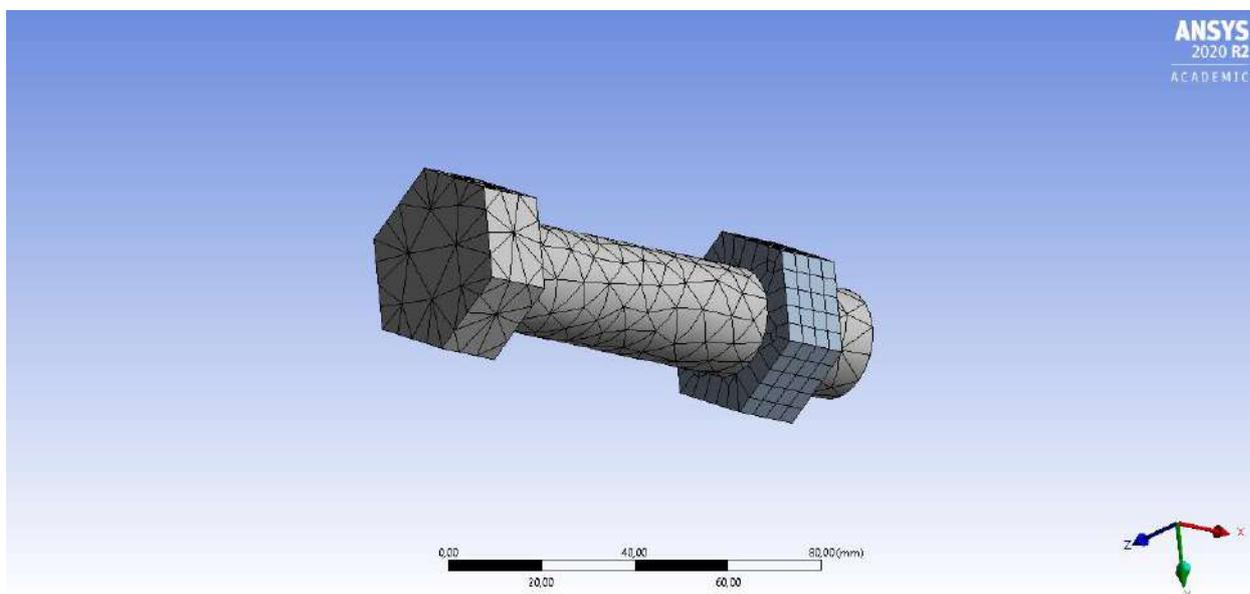


Рис. 2.2.13 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

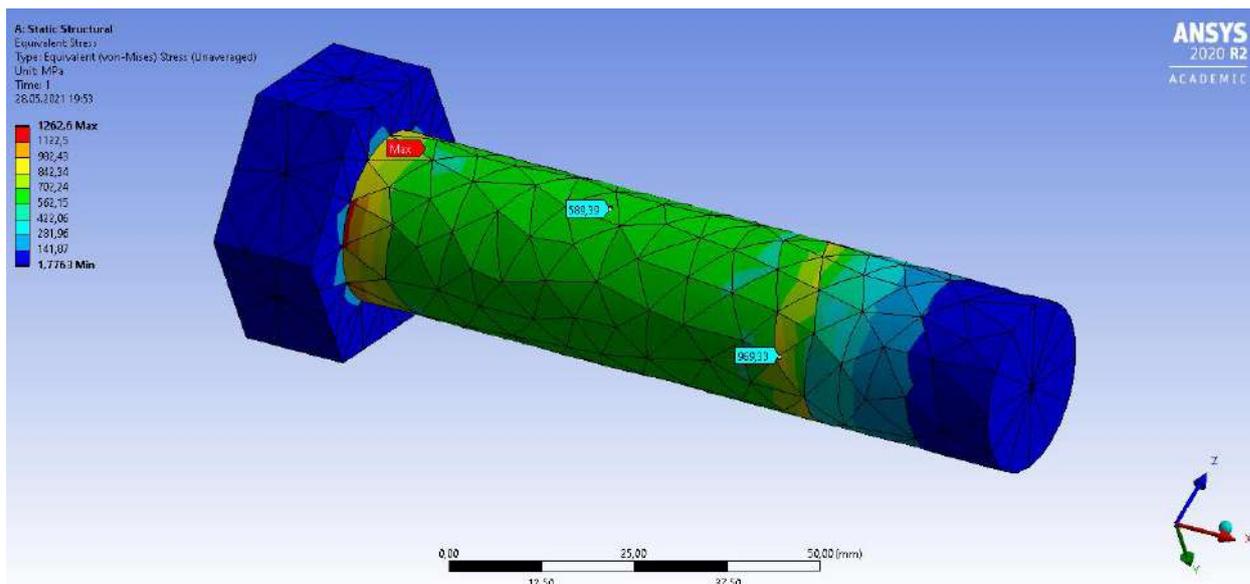


Рис. 2.2.14 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (гайка условно скрыта).

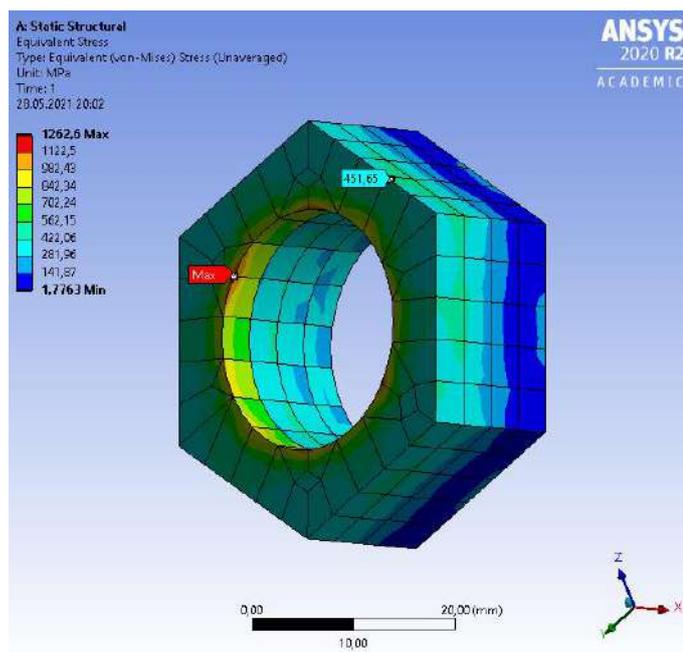


Рис. 2.2.15 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (болт условно скрыта).

Табл. 2.2.1 Напряжения болтового соединения по ГОСТ.

	макс. напр. МПа	мин. напр.МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа	к.т. 4, МПа
Стандартный болт + ст. гайка	1262,6	3,1073	451,6 5	1262, 6	589,3 9	1262, 6

## 2.2.2. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ УЛУЧШЕННОГО БОЛТА С ГАЙКОЙ ПО ГОСТ.

### 1. Геометрия болта и гайки:

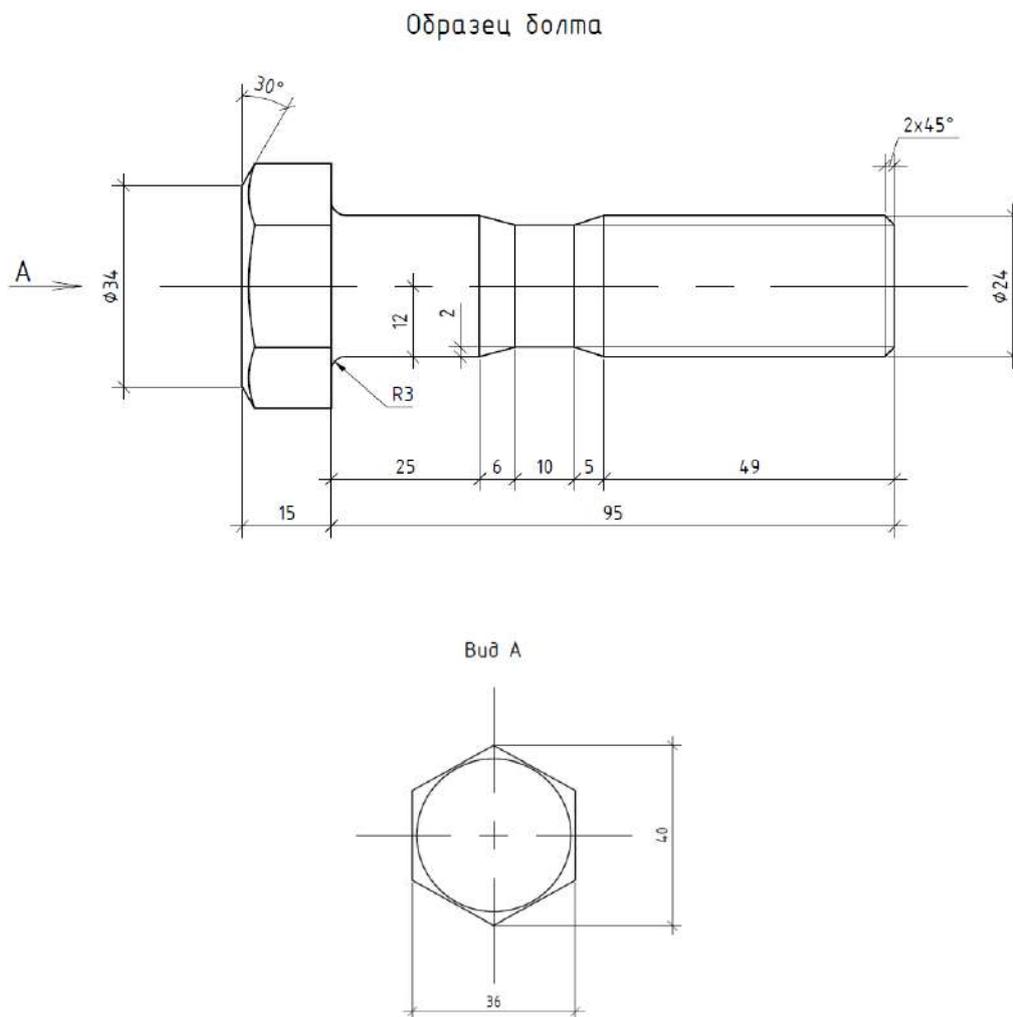


Рис. 2.2.16 Болт улучшенной формы.

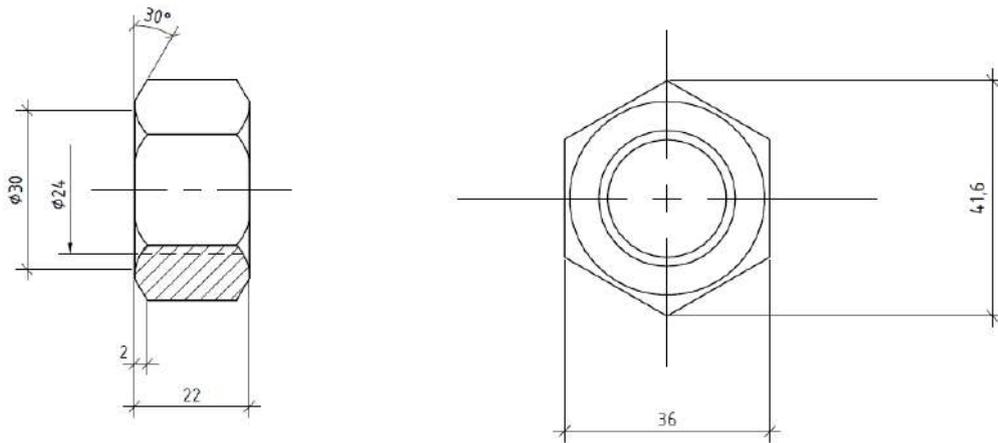


Рис. 2.2.17 Чертеж гайки по ГОСТ.

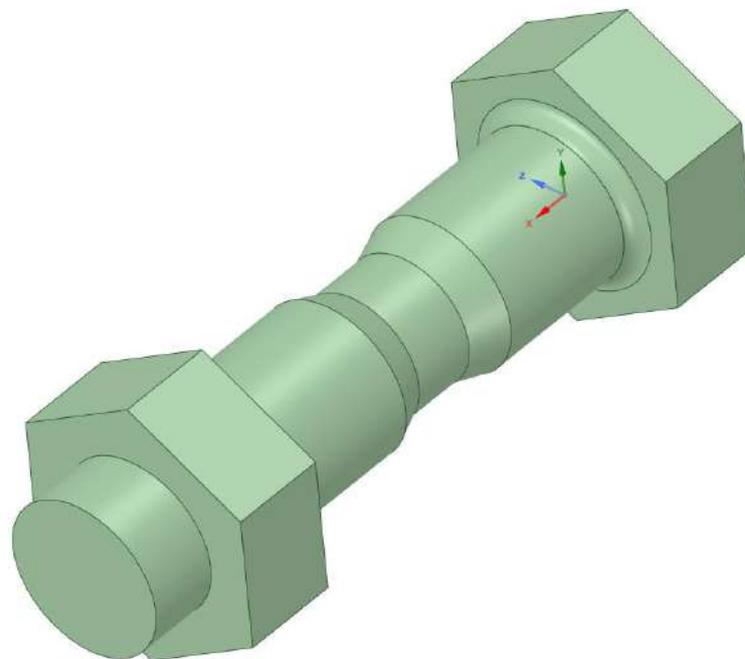


Рис. 2.2.18 3-d вид болтового соединения улучшенного болта с гайкой по ГОСТ.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.2.19 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

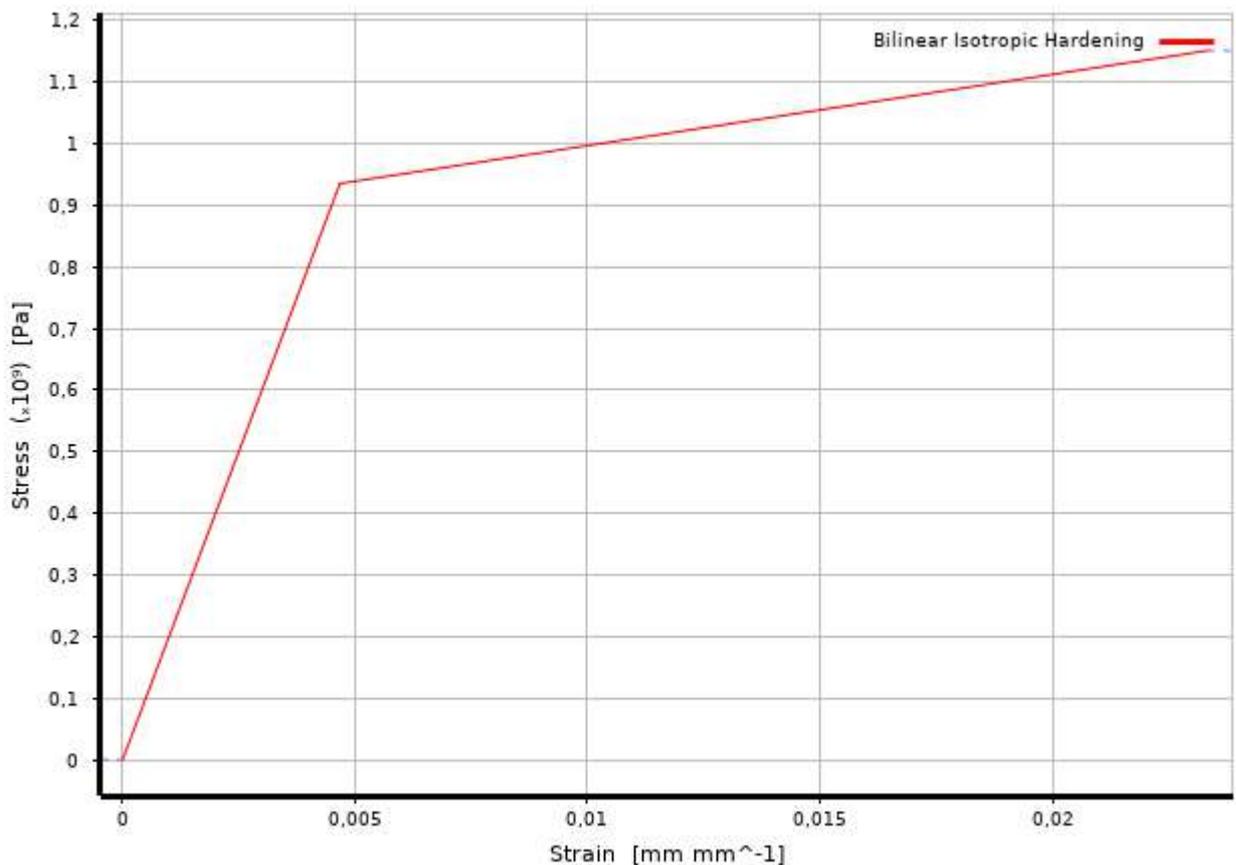


Рис. 2.2.20 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

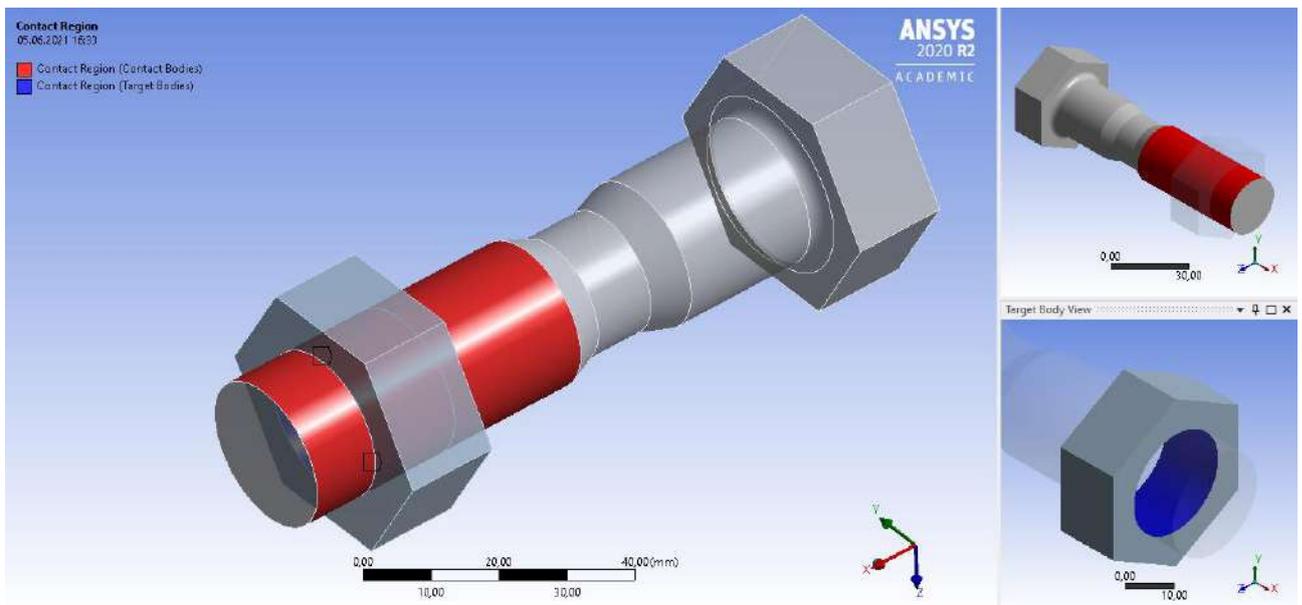


Рис. 2.2.21 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

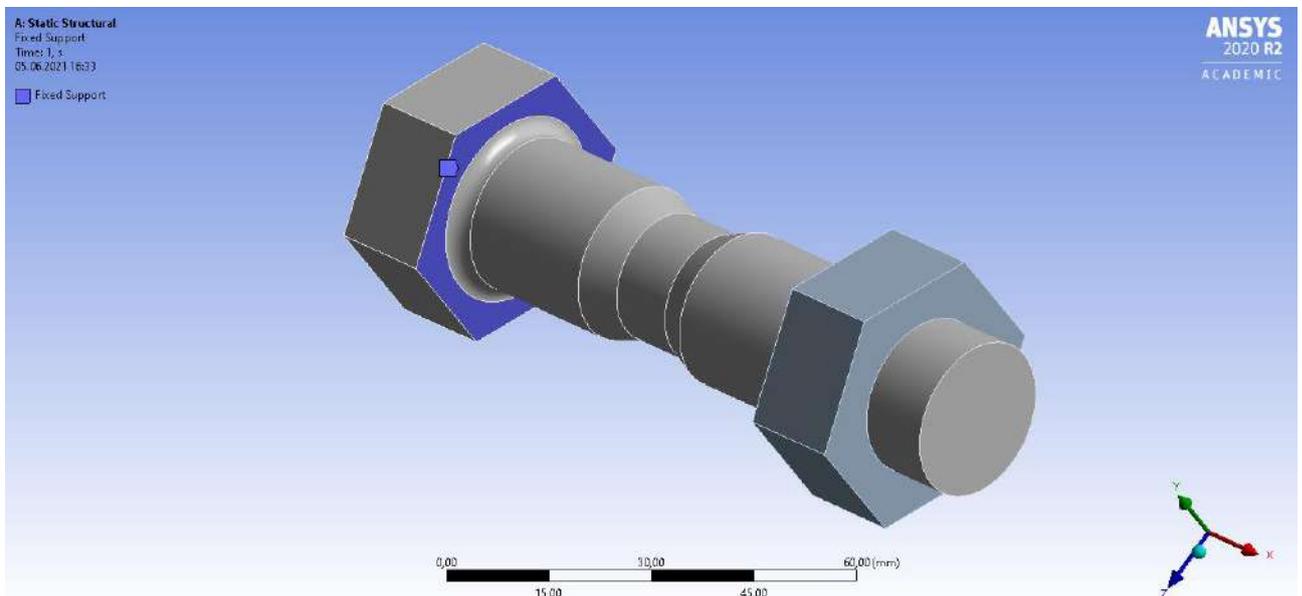


Рис. 2.2.22 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3.53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

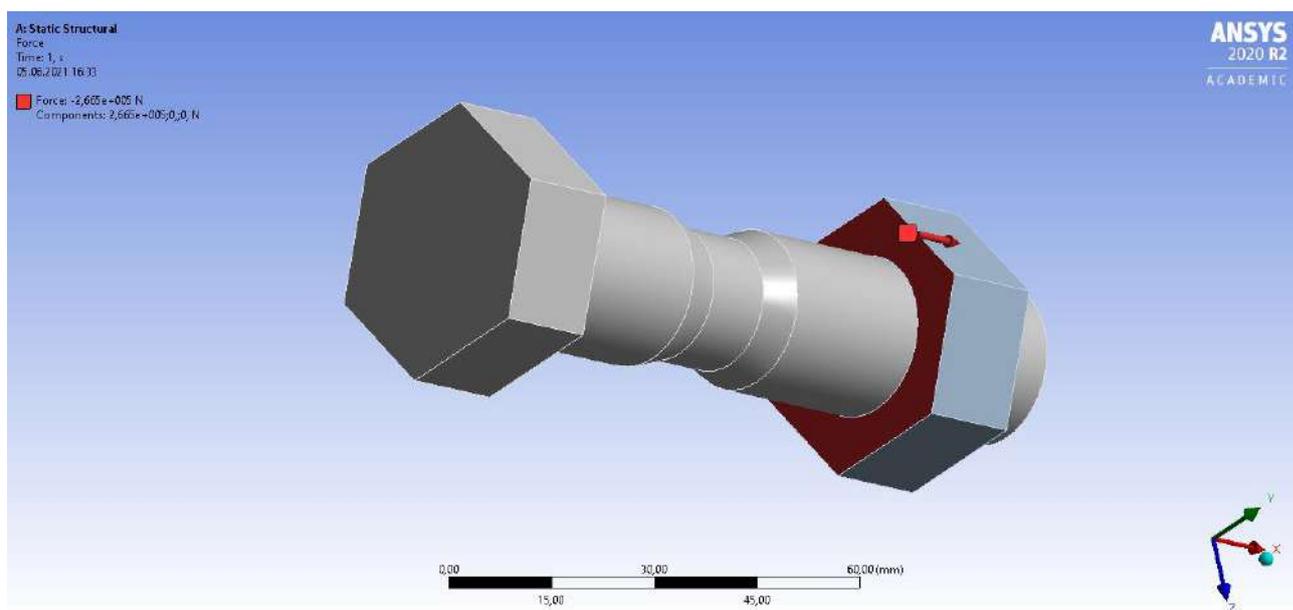


Рис. 2.2.23 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 4580, количество узлов - 12680.

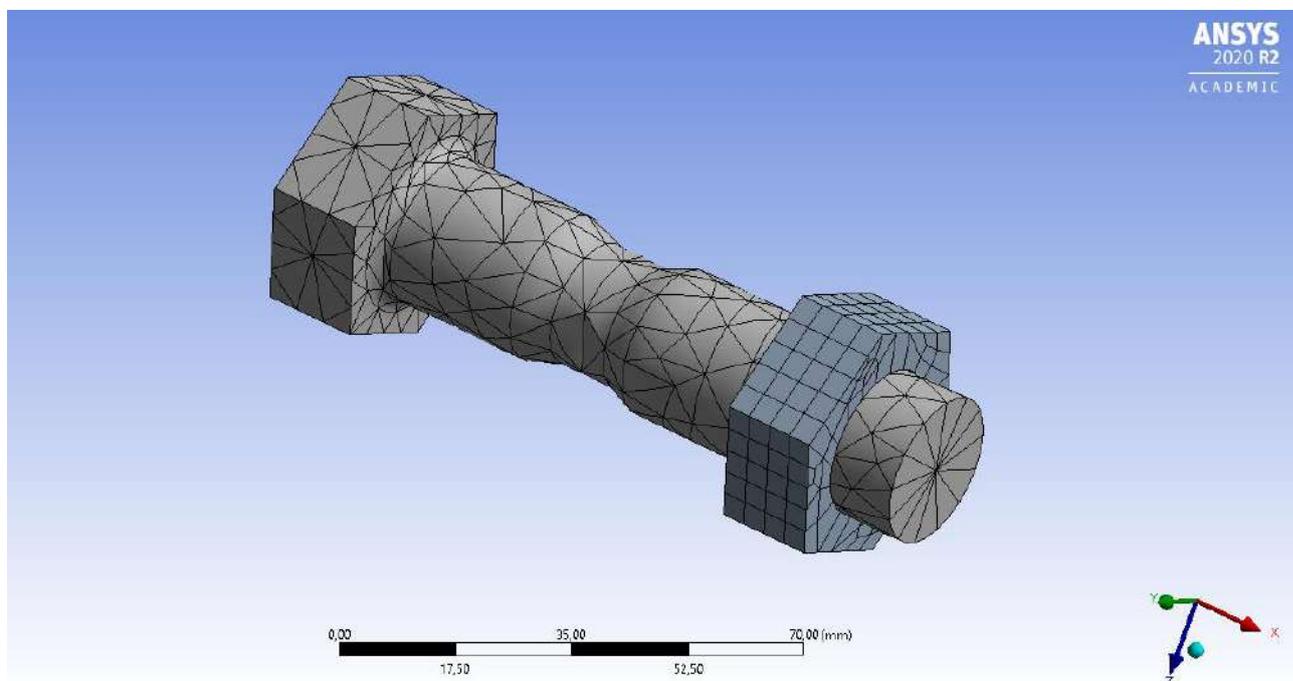


Рис. 2.2.24 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

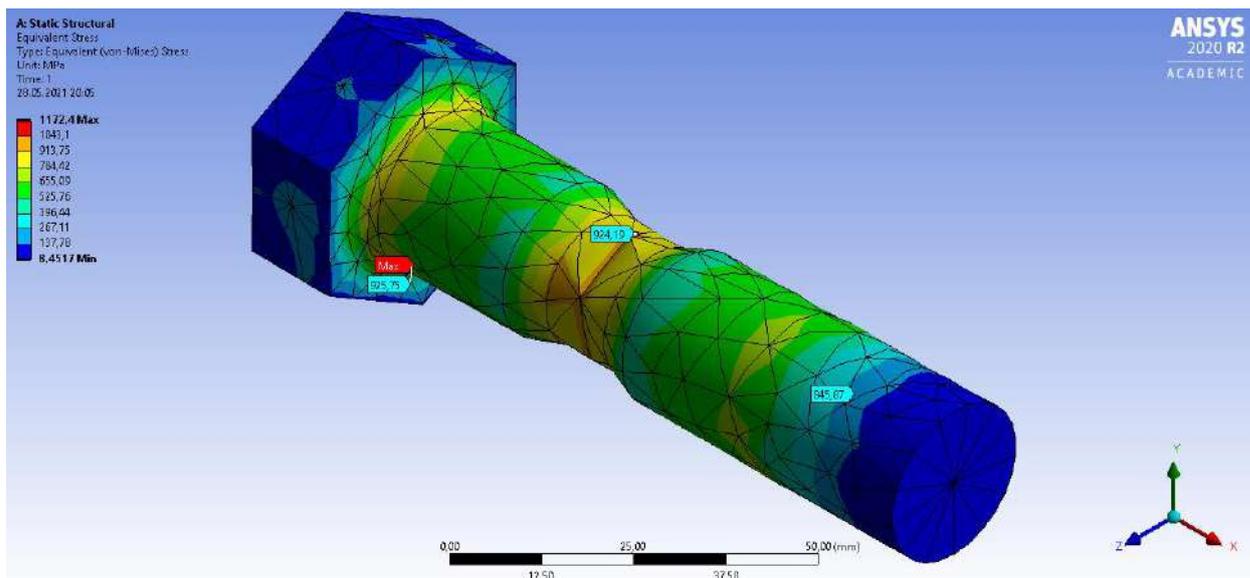


Рис. 2.2.25 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (гайка условно скрыта).

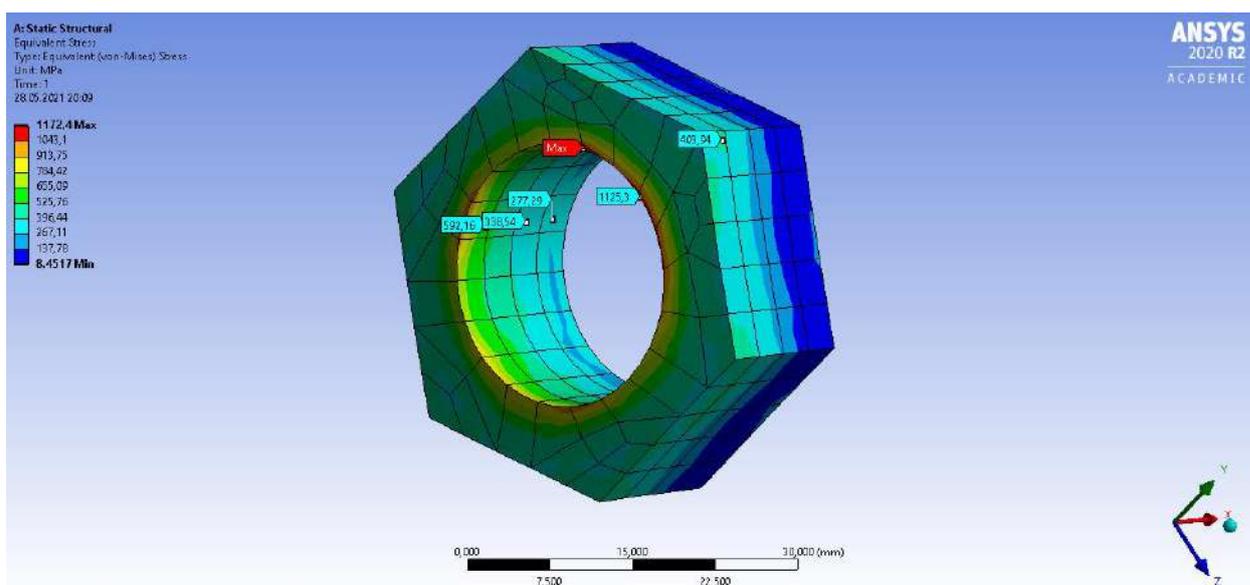


Рис. 2.2.26 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (болт условно скрыта).

Табл. 2.2.2 Напряжения болтового соединения болта улучшенного с гайкой по ГОСТ

	макс. напр. МПа	мин. напр. МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа	к.т. 4, МПа
Болт улучшенный + ст. гайка	1172,4	8,4517	403,94	1172,4	924,19	925,75

## 2.2.3. РАСЧЕТ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ УЛУЧШЕННОГО БОЛТА С УЛУЧШЕННОЙ ГАЙКОЙ.

### 1. Геометрия болта и гайки:

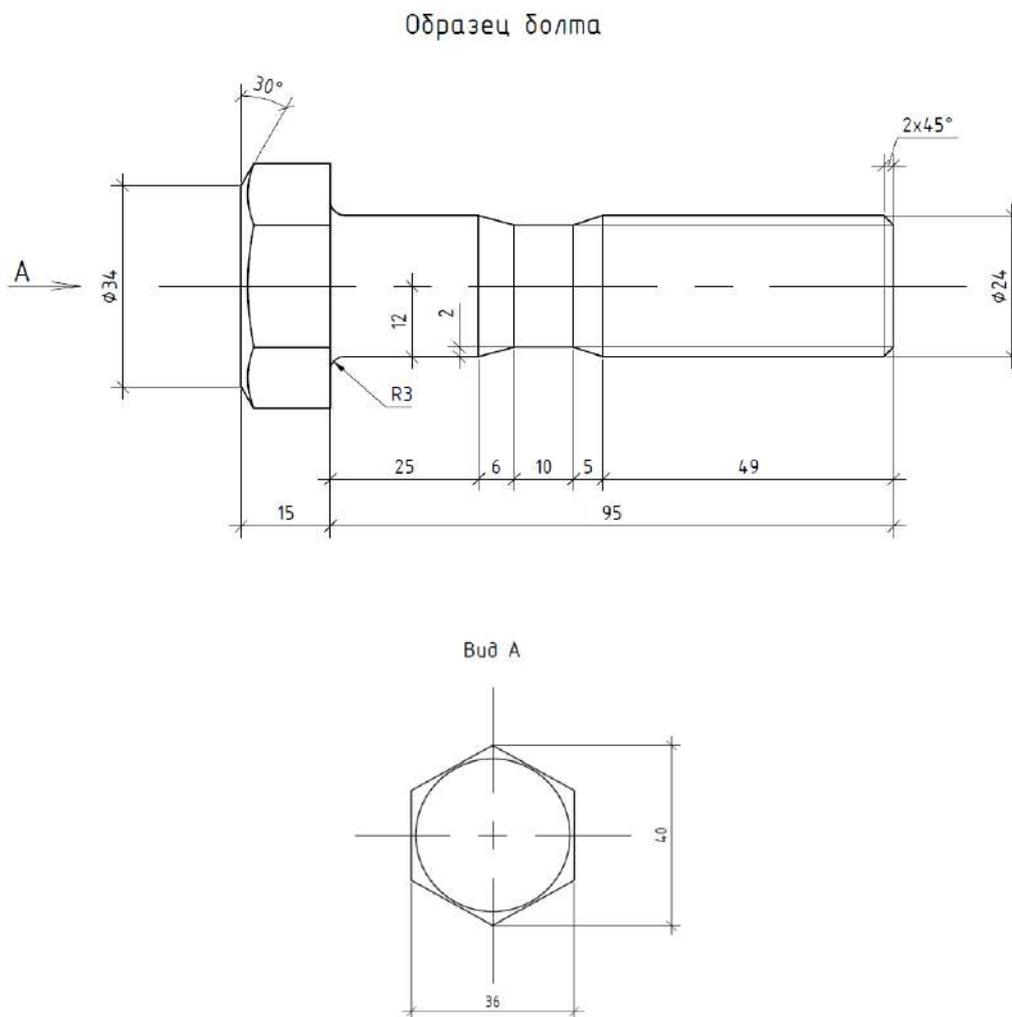


Рис. 2.2.27 Болт улучшенной формы.

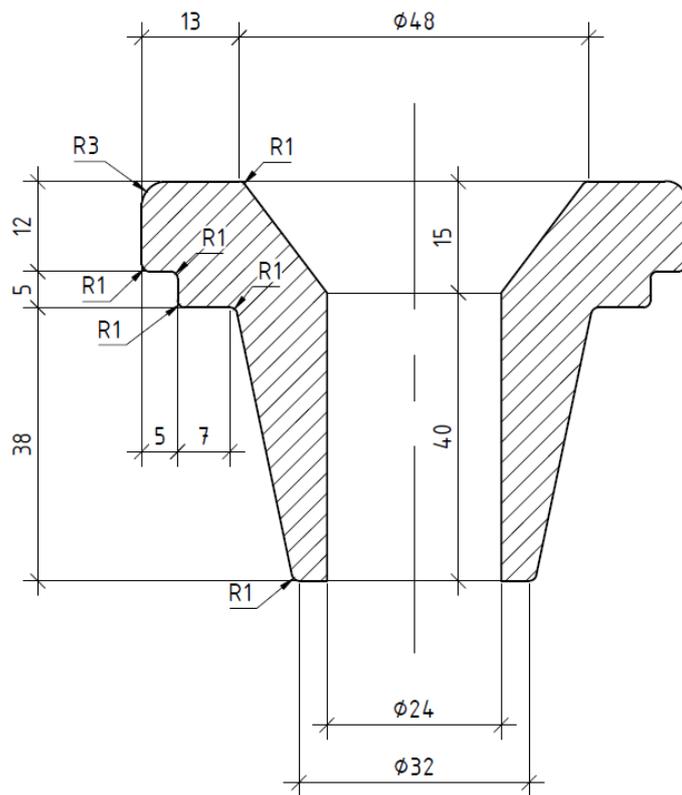


Рис. 2.2.28 Чертеж улучшенной гайки.

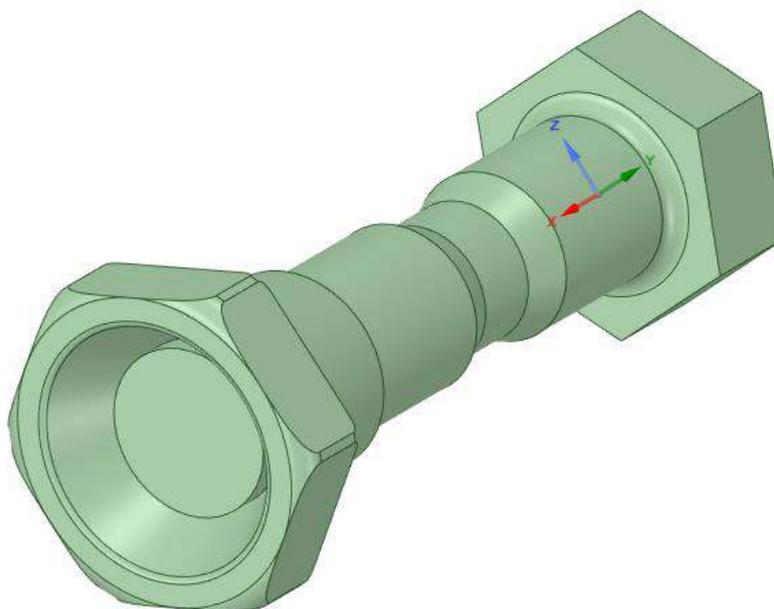


Рис. 2.2.29. 3-d вид болтового соединения улучшенного болта с улучшенной гайкой.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	
1	Property	Value	Unit	D E
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm^-3	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.2.30 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

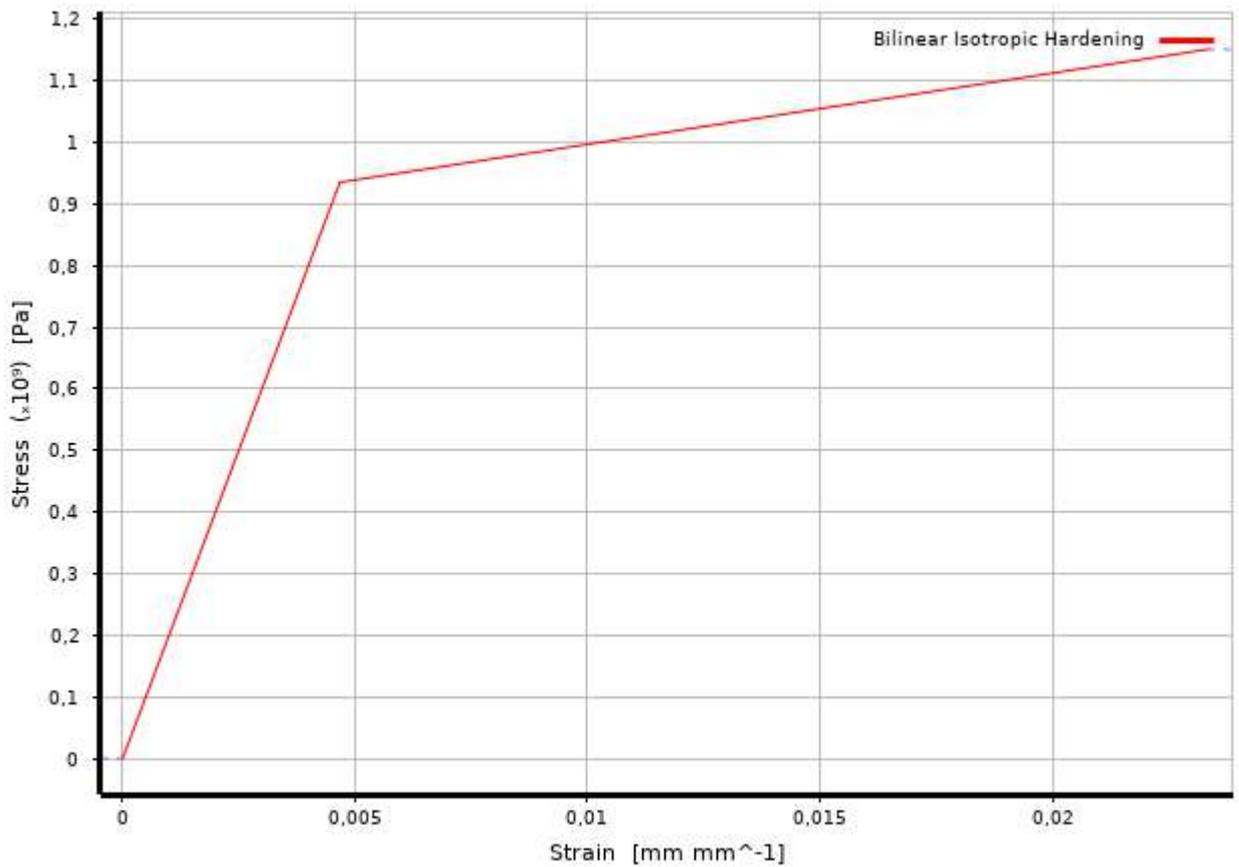


Рис. 2.2.31 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

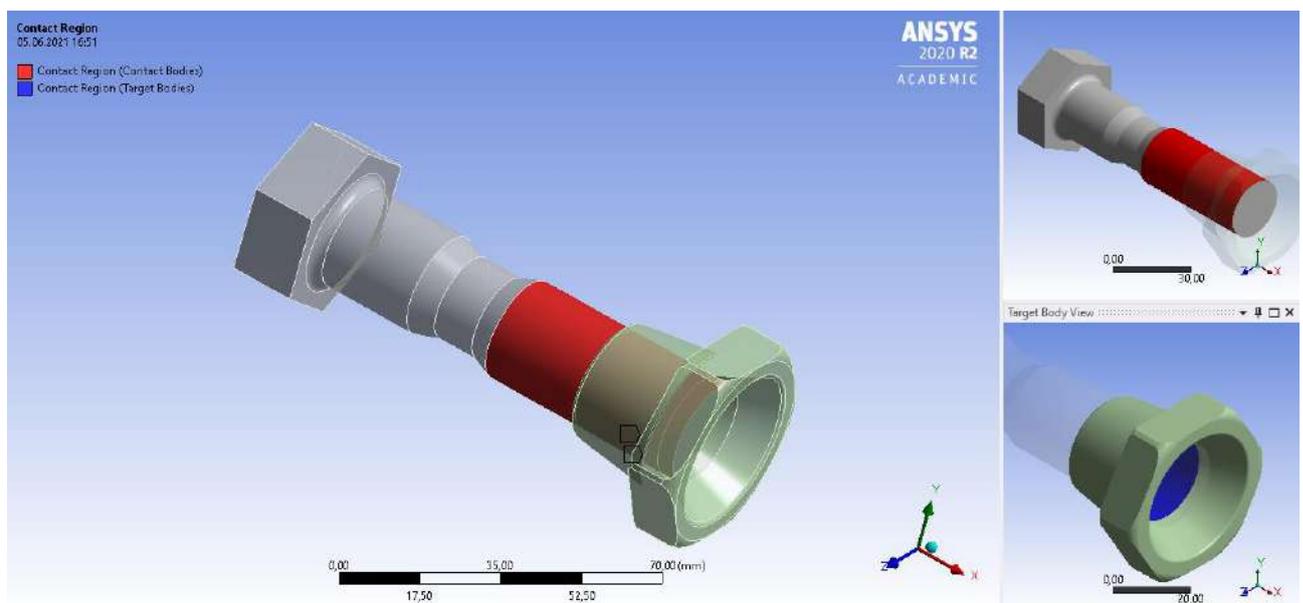


Рис. 2.2.32 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болтов будем имитировать моделированием нагрузки на срезе болта. Для закрепления гайки используем жесткое закрепление плоскости гайки, имитируя отпирание гайки на пластину.

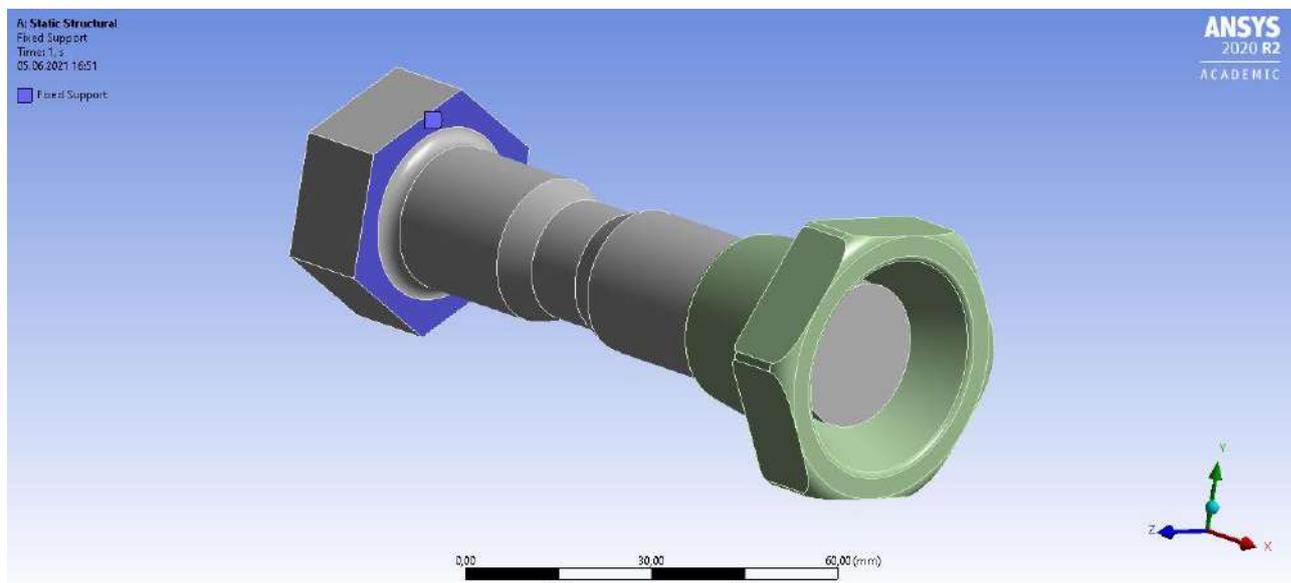


Рис. 2.2.33 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

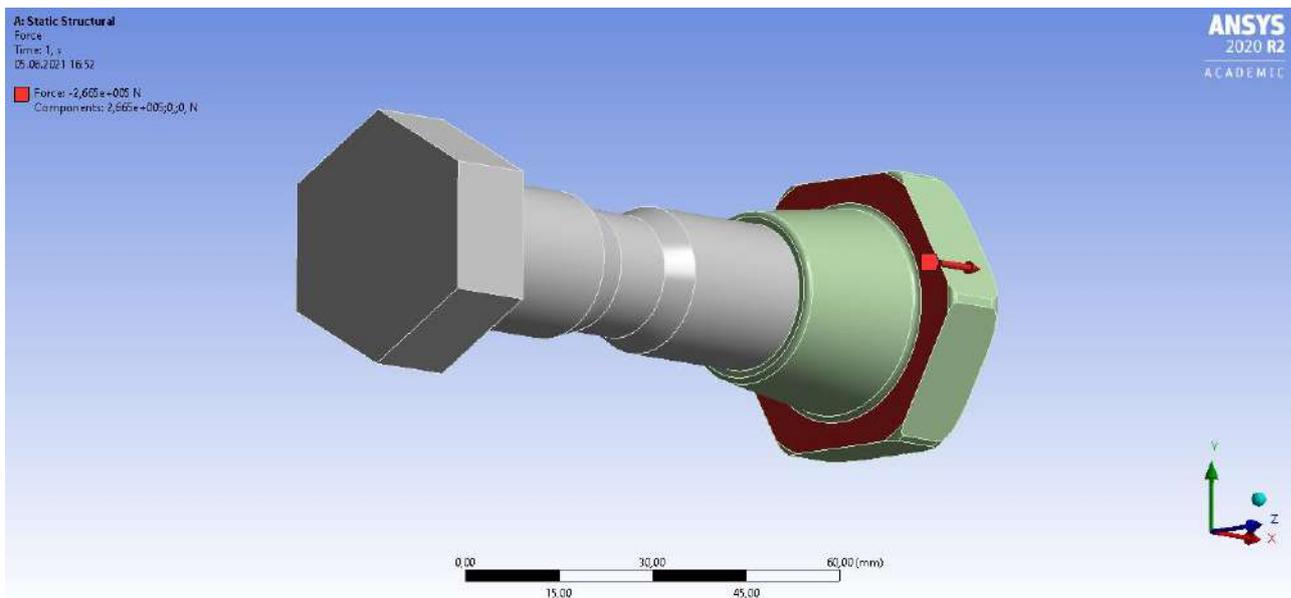


Рис. 2.2.34 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 10 мм. Количество конечных элементов - 5675, количество узлов - 19860.

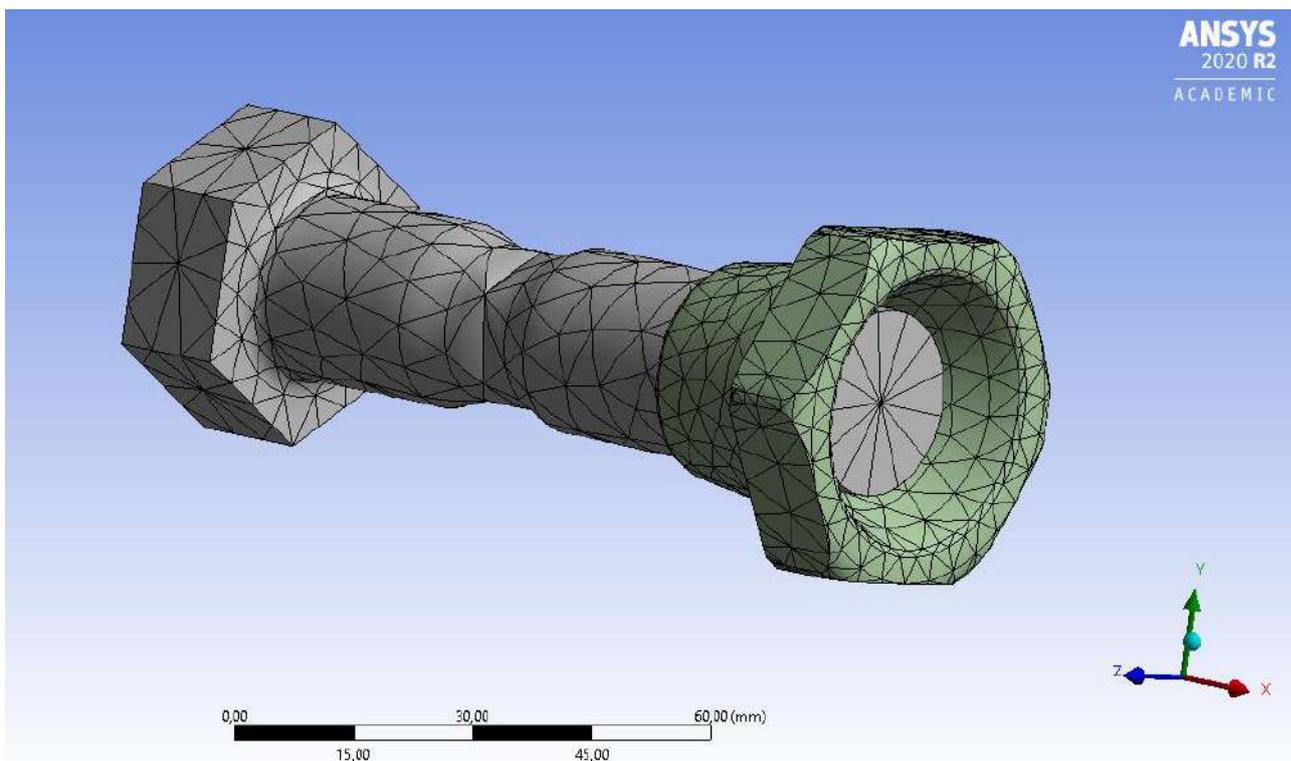


Рис. 2.2.35 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

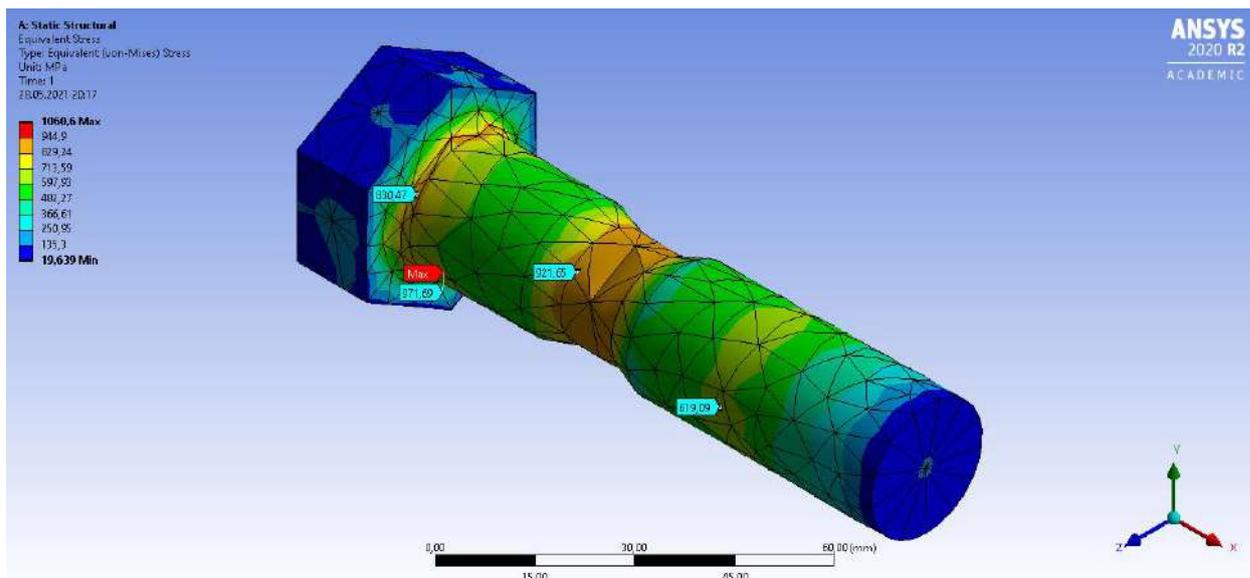


Рис. 2.2.36 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (гайка условно скрыта).

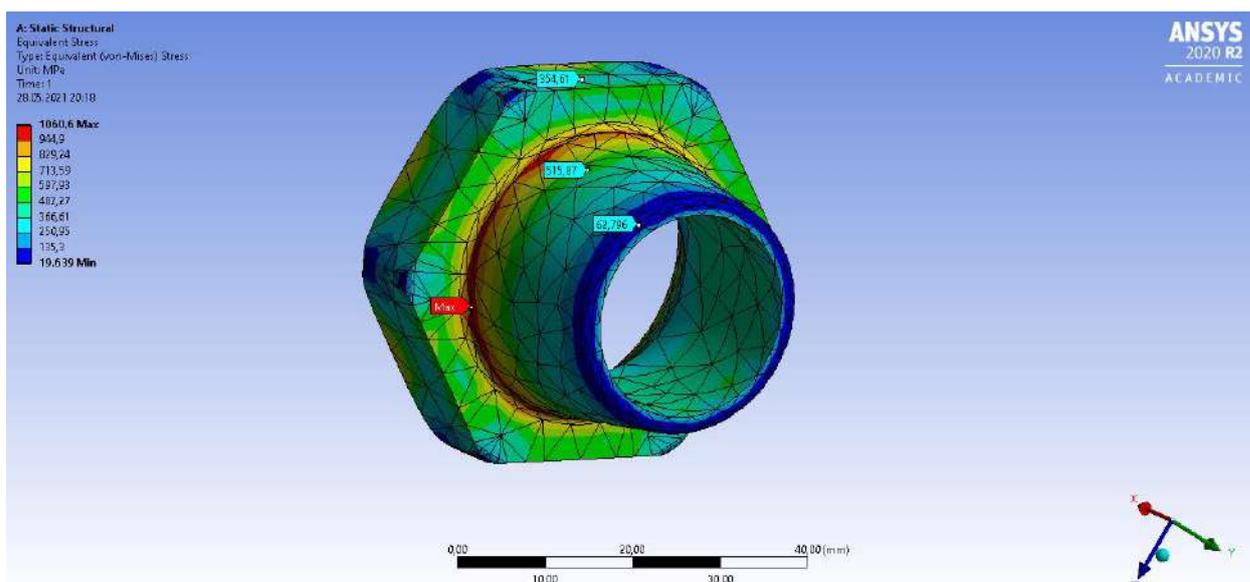


Рис. 2.2.37 Эпюра эквивалентных напряжений болтового соединения (болт условно скрыта).

Табл. 2.2.3 Напряжения болтового соединения улучшенного болта с улучшенной гайкой.

	макс. напр. МПа	мин. напр. МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа	к.т. 4, МПа
Болт улучшенный + ул. гайка	1060,6	19,639	1060,6	329,38	921,65	971,69

Выводы по результатам расчетов:

Результаты расчетов конструкций гаек и болтов численными методами показали положительный результат. Лучшим из вариантов по распределению напряжений является вариант с улучшенной гайкой и улучшенным болтом. Будем вести сравнение варианта болта с гайкой по ГОСТ и вариантом с улучшенной гайкой и улучшенным болтом.

Удалось снизить концентрации напряжений в контрольных точках 2, 4 на 73,9%, 23,05% соответственно. Также путем перераспределения напряжений удалось снизить максимальные напряжения на 15,99 %.

Табл. 2.2.4 Сводная таблица результатов расчета.

	макс. напр. МПа	мин. Напр. МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа	к.т. 4, МПа
Ст. болт + ст. гайка	1262,6	3,1073	451,65	1262,6	589,39	1262,6
Болт улучшенный + ст. гайка	1172,4	8,4517	403,94	1172,4	924,19	925,75
Болт улучшенный + ул. гайка	1060,6	19,639	1060,6	329,38	921,65	971,69

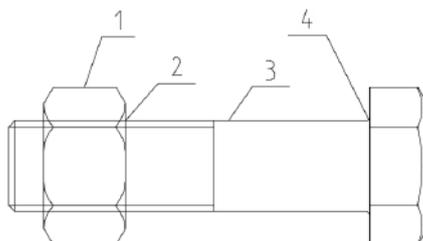


Рис. 2.2.38 Точки сравнения напряжений

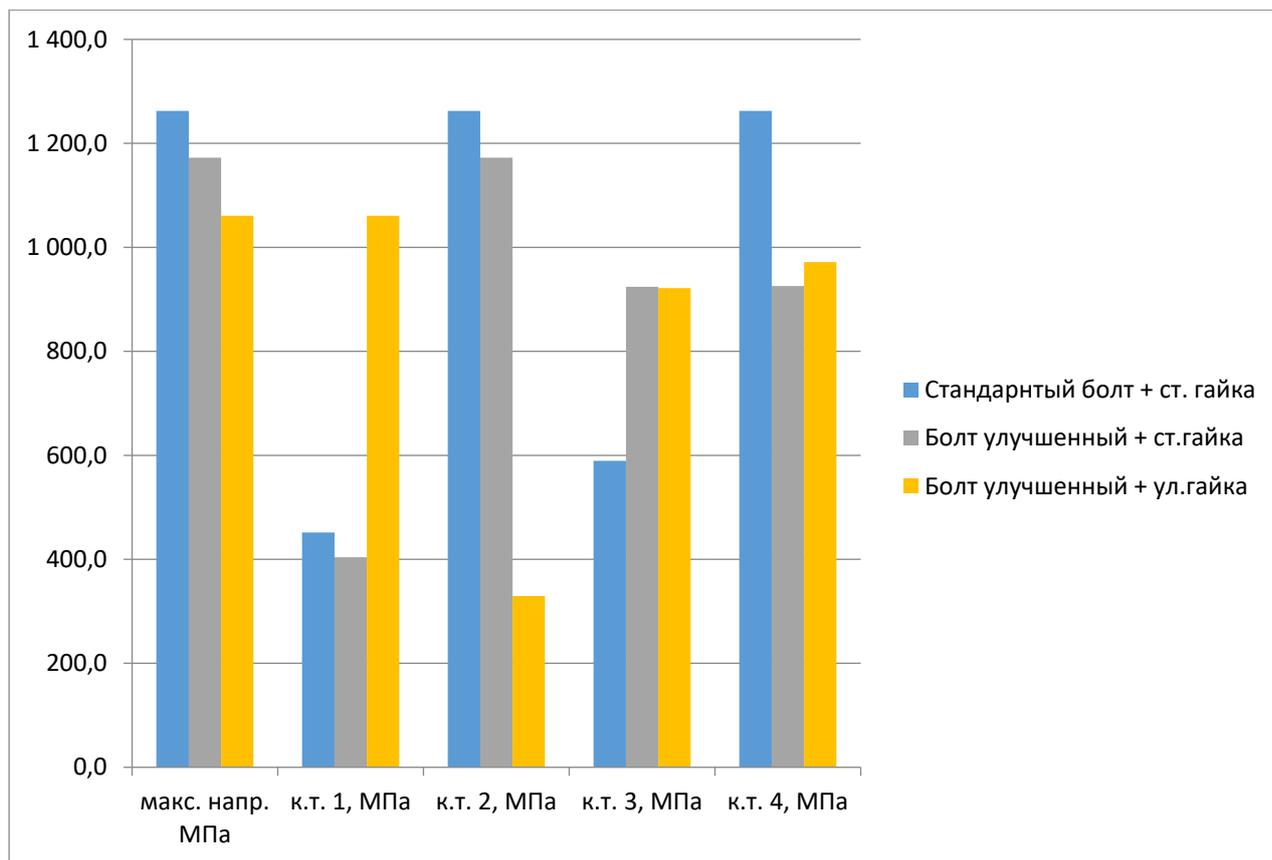


Рис. 2.2.39 Диаграмма напряжений по контрольным точкам для разных болтовых соединений.

### 2.3. РАЗРАБОТКА УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ РЕЗЬБЫ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ НАПРЯЖЕНИЙ.

Проблему распределения напряжений в резьбе была описана в п.2.1. Поэтому в этом пункте мы рассмотрим результаты расчетов.

На основе изучения напряжений методом конечных элементов была разработана новая форма резьбы. Форма дна была определена как составная кривая из трех дуг, см Рис.2.3.1.

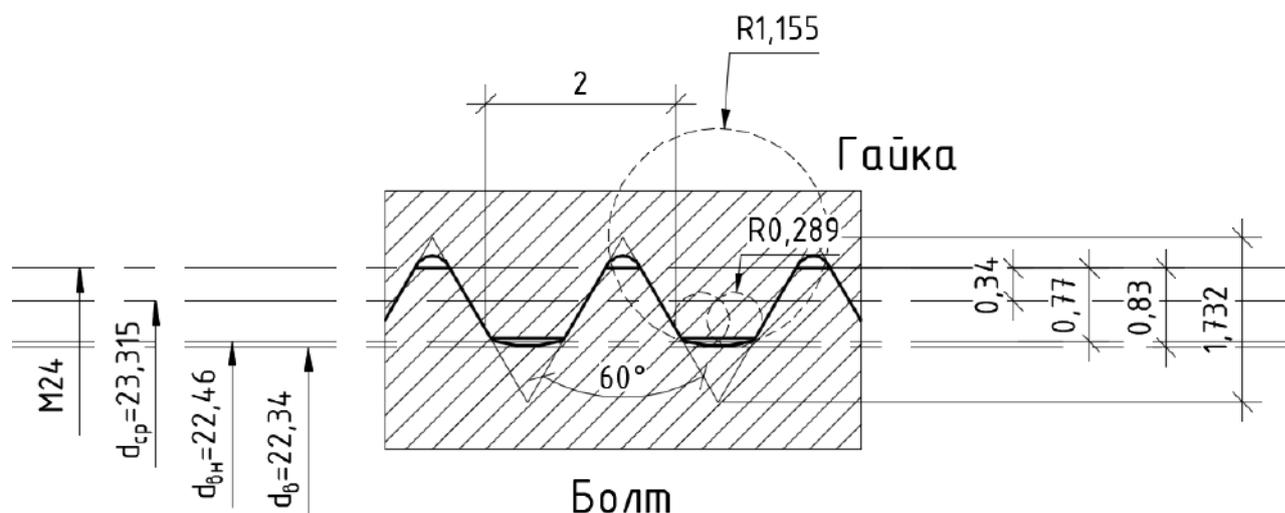


Рис.2.3.1. Улучшенная форма резьбы

Радиус дуги вначале перехода от боковой поверхности к низу был установлен как  $H/6$ , где  $H$  – высота основного треугольника, равном радиусу для метрической крупной винтовой резьбы, а радиус внизу, где ожидается большая концентрация напряжений и пластической деформации, устанавливается на  $2H/3$ , что в четыре раза больше чем у резьбы по ГОСТ. Шаг, высота основного треугольника, угол боковой поверхности и внешний диаметр такие же, как у резьбы по ГОСТ.

### 2.3.1. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ ПО ГОСТ.

#### 1. Геометрия резьбы:

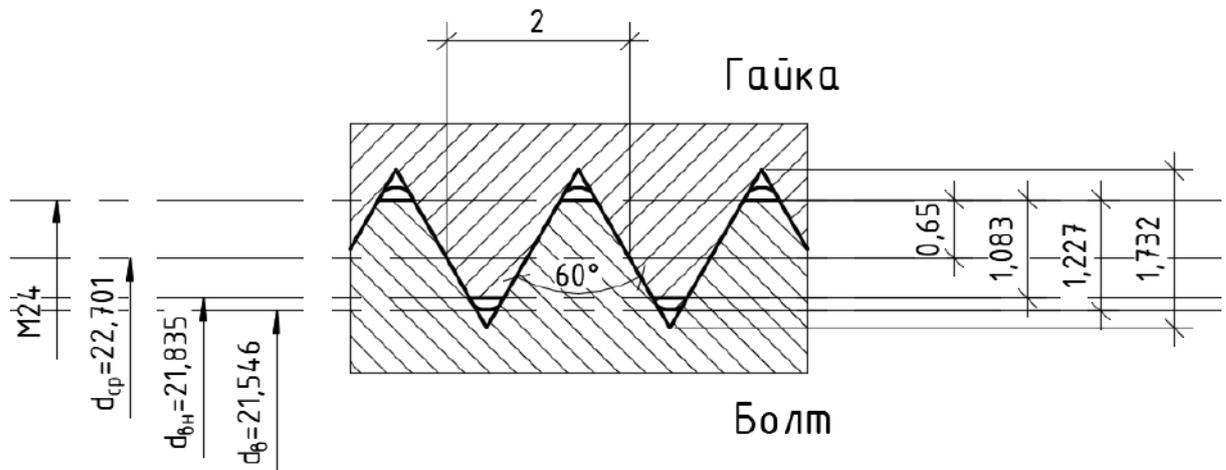


Рис. 2.3.1 Чертеж сечения резьбы по ГОСТ

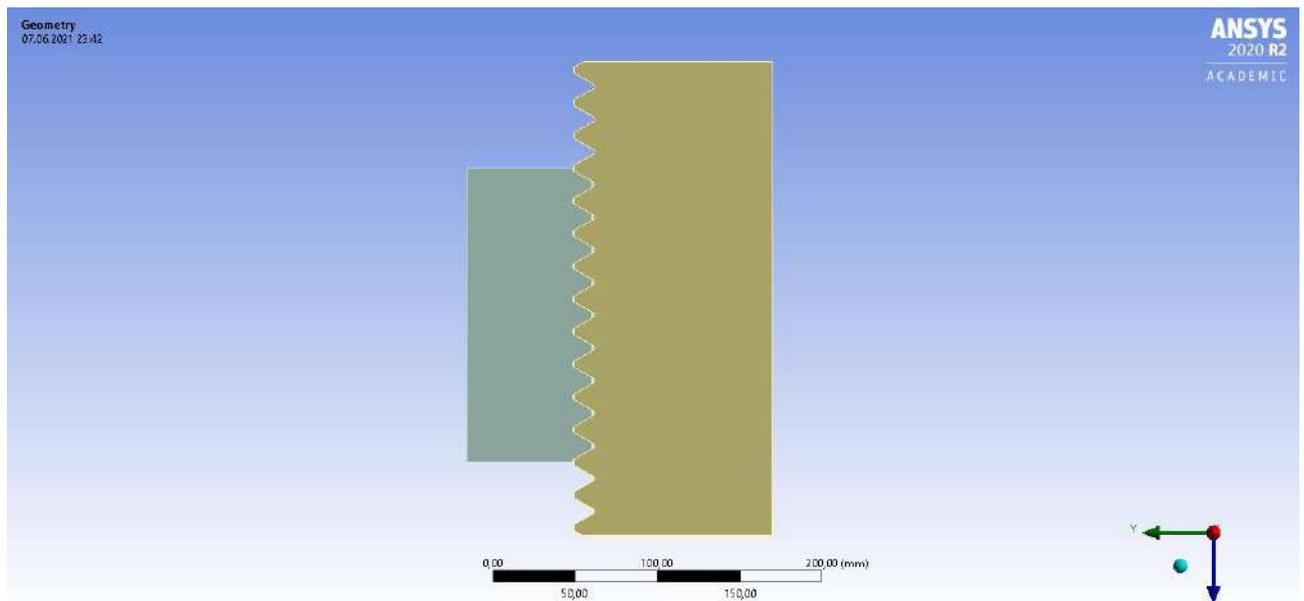


Рис. 2.3.2. 3-d сечения резьбы по ГОСТ.

Длина образцов равна длине окружности радиусом 12 мм, для болта M24. Резьба метрическая с шагом 2 мм.

#### 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny} = 935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun} = 1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta = 0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.3.3 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

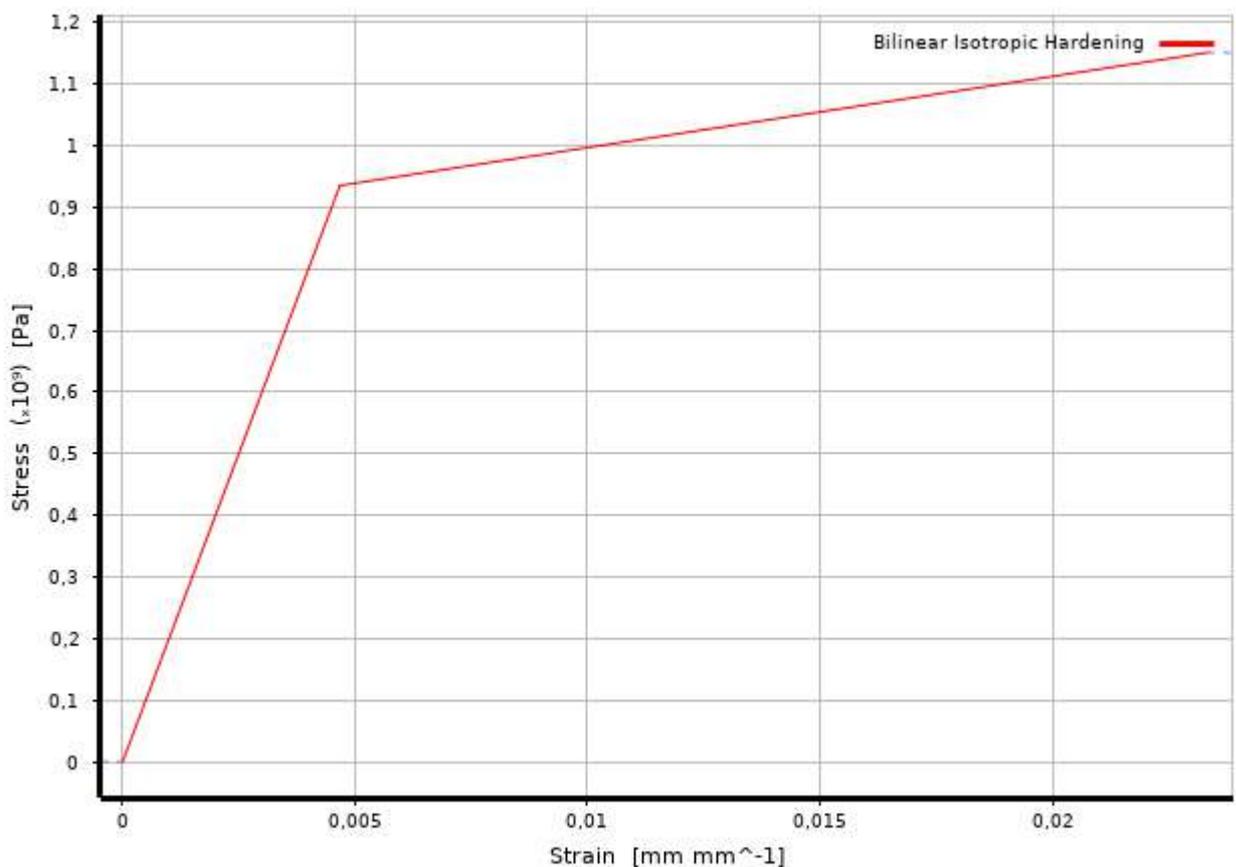


Рис. 2.3.4 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

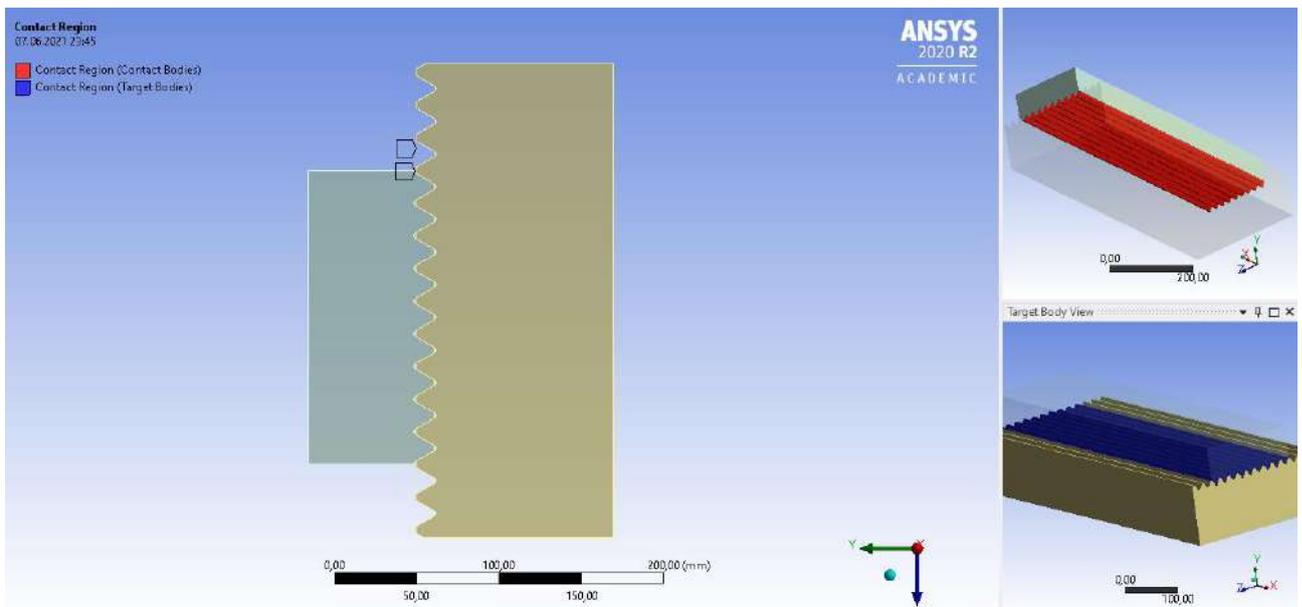


Рис. 2.3.5 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болта будем имитировать моделированием нагрузки на срезе гайки. Для закрепления болта используем жесткое закрепление плоскости болта, имитируя тело болта.

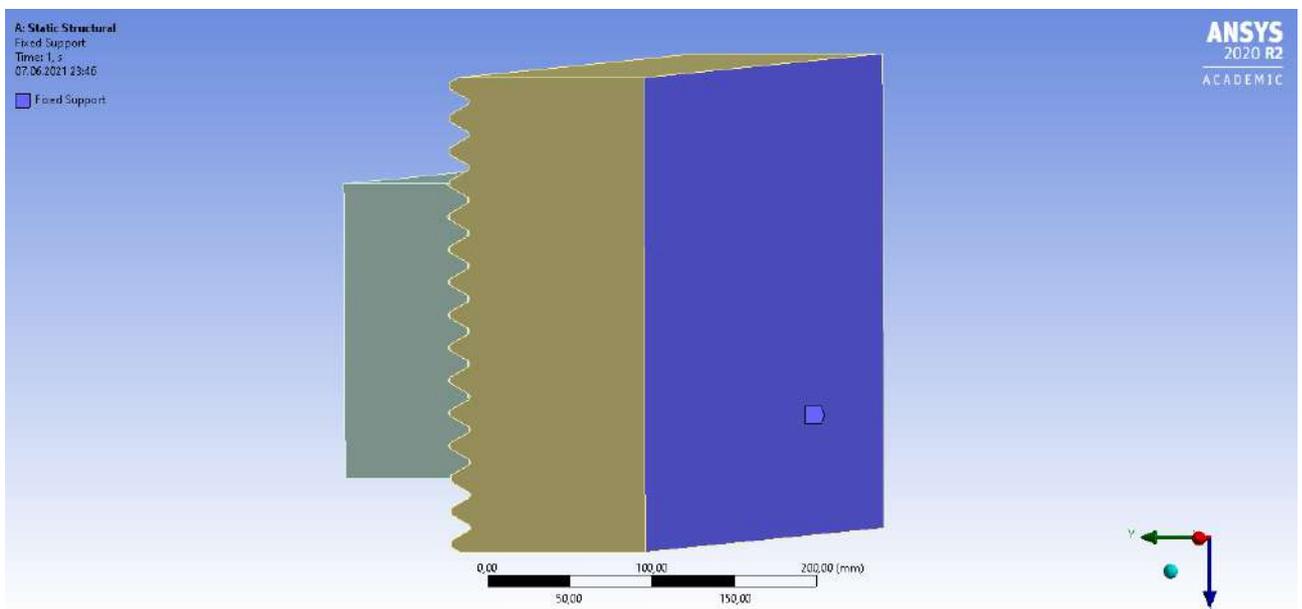


Рис. 2.3.6 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} * A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 * 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

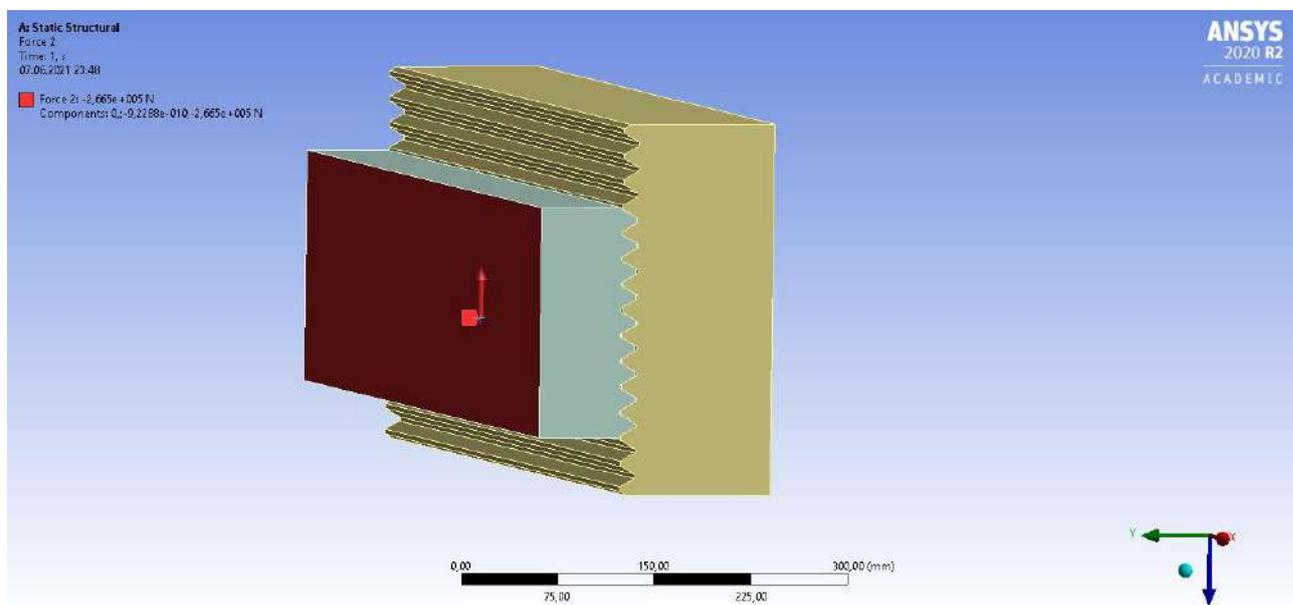


Рис. 2.3.7 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Нагрузку приложим на боковую поверхность гайки, имитируя работу гайки-растяжения.

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 2,2 мм. Количество конечных элементов - 5542, количество узлов - 29035.

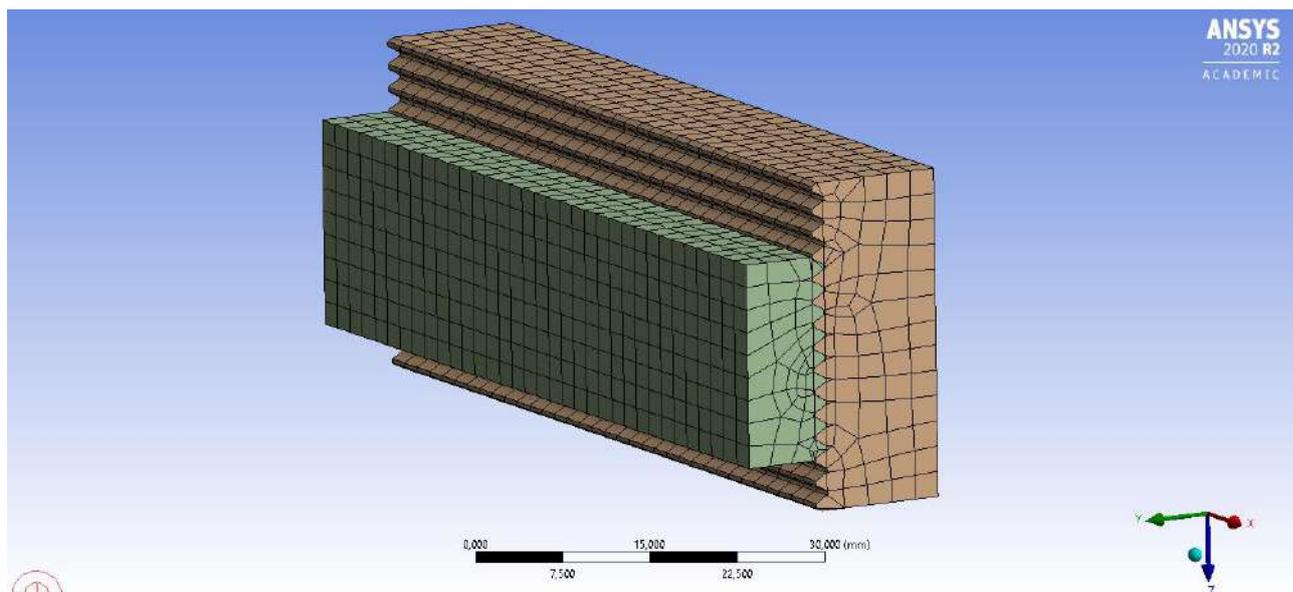


Рис. 2.3.8 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

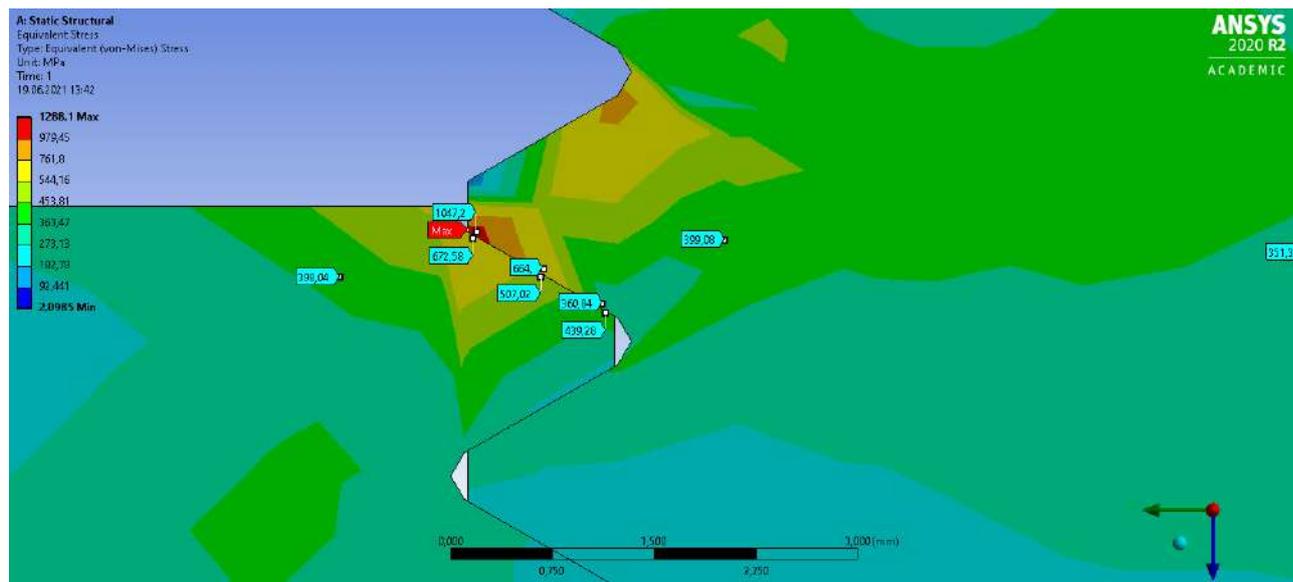


Рис. 2.3.9 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения 1 витка.

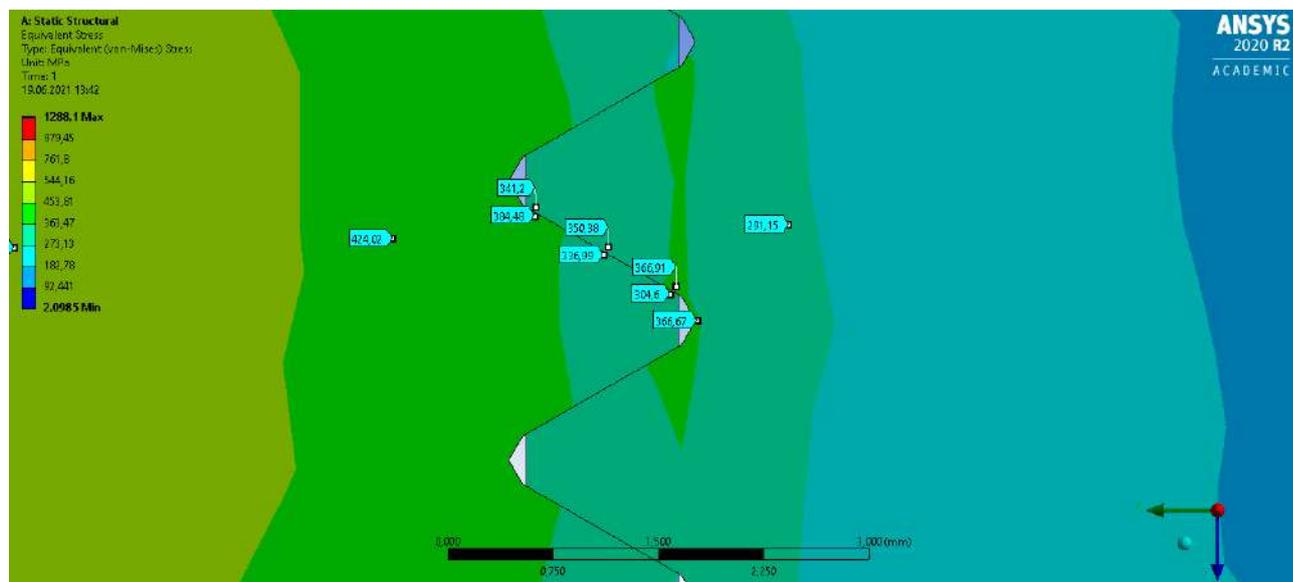


Рис. 2.3.10 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения среднего витка.

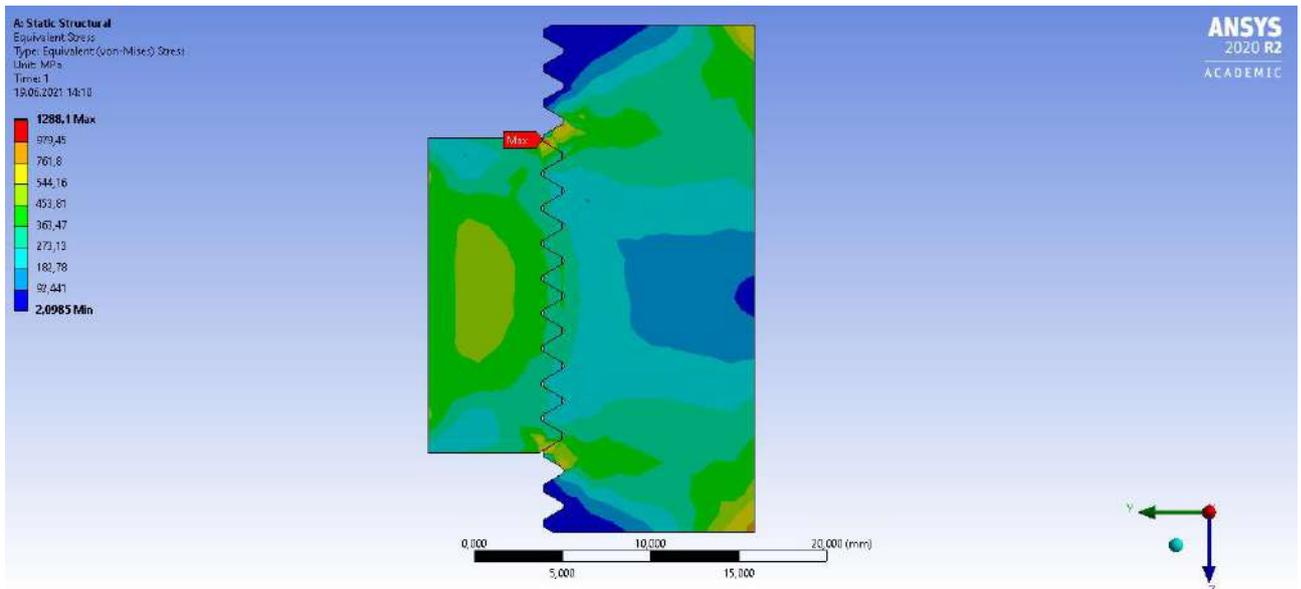


Рис. 2.3.11 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения.

Местный конструктивный коэффициент концентрации  $k_k$  находится из отношения максимальных напряжений  $\sigma_{max}$ , возникающих локально, к номинальным средним напряжениям  $\sigma_{ном}$ , возникающим на большей части рассматриваемого участка (в рамках одной изолинии):

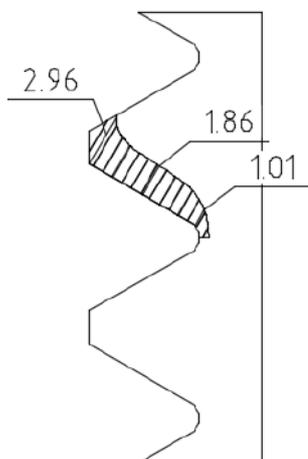
$$k_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}$$

Изучив напряженно-деформированное состояние резьбового соединения найдем коэффициенты концентрации напряжений в первом и среднем витке.

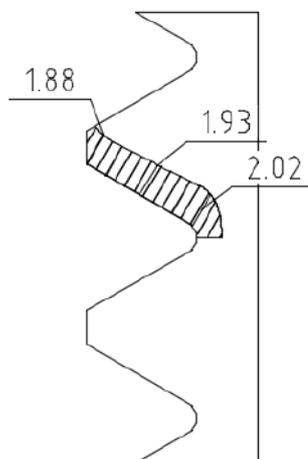
Табл. 2.3.1 Сводная таблица расчета ККН.

	Болт		
	$\sigma_{ном}$	$\sigma_{max}$	ККН
1 виток	356,35	1054,4	2,96
	356,35	664	1,86
	356,35	360,84	1,01
Средний виток	181,49	341,2	1,87
	181,49	350,38	1,93
	181,49	366,91	2,02

ККН Болта  
1-ого витка



ККН Болта  
среднего витка



□

Рис. 2.3.12 Эпюра ККН резьбового соединения.

### 2.3.2. РАСЧЕТ УЛУЧШЕННОЙ РЕЗЬБЫ.

#### 1. Геометрия резьбы:

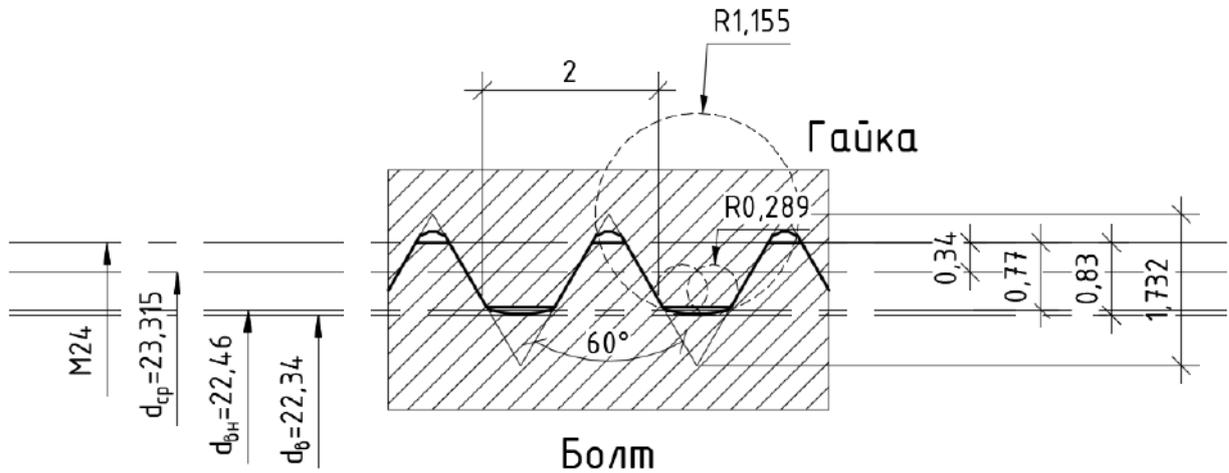


Рис. 2.3.11 Чертеж сечения улучшенной резьбы.

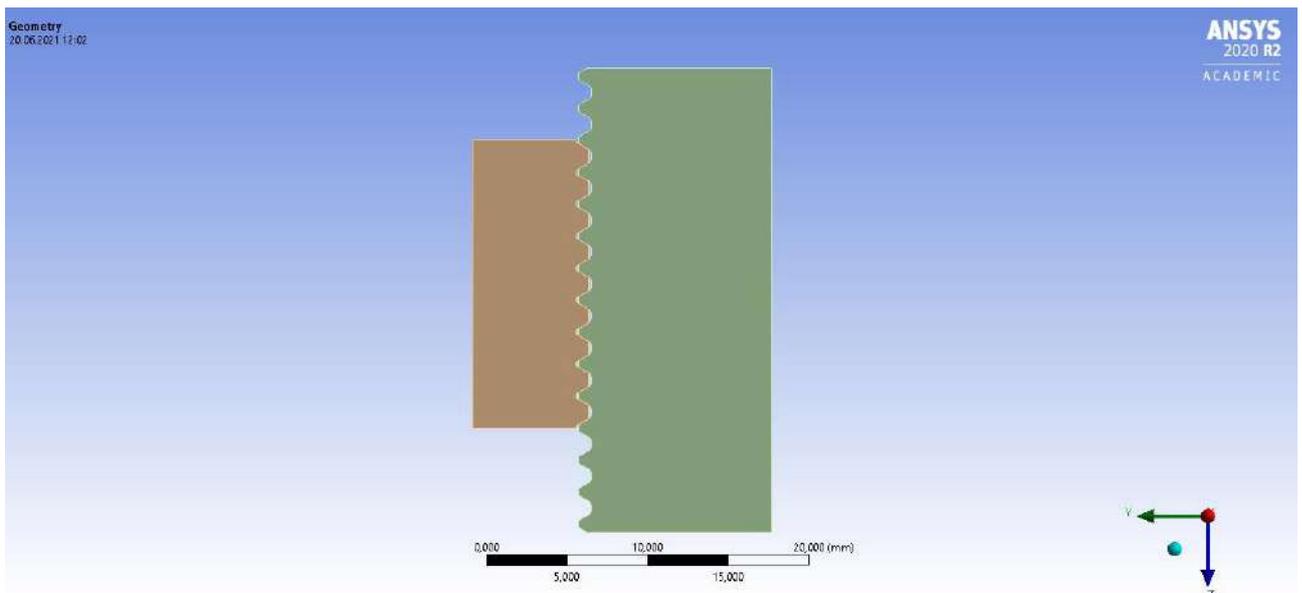


Рис. 2.3.2. 3-d сечения резьбы по ГОСТ.

Длина образцов равна длине окружности радиусом 12 мм, для болта M24.

#### 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 2.3.3 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

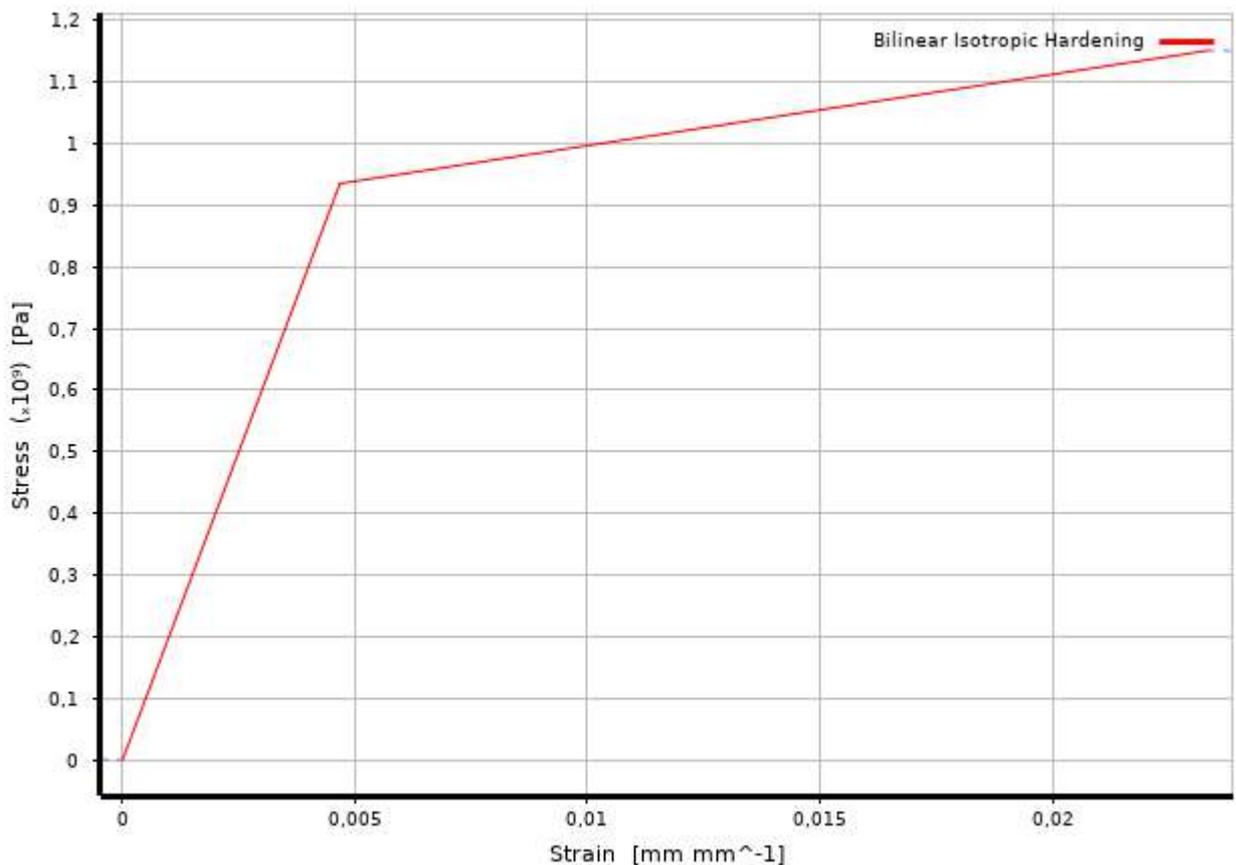


Рис. 2.3.4 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

## 2. Моделирование контакта гаек и высокопрочных болтов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded.

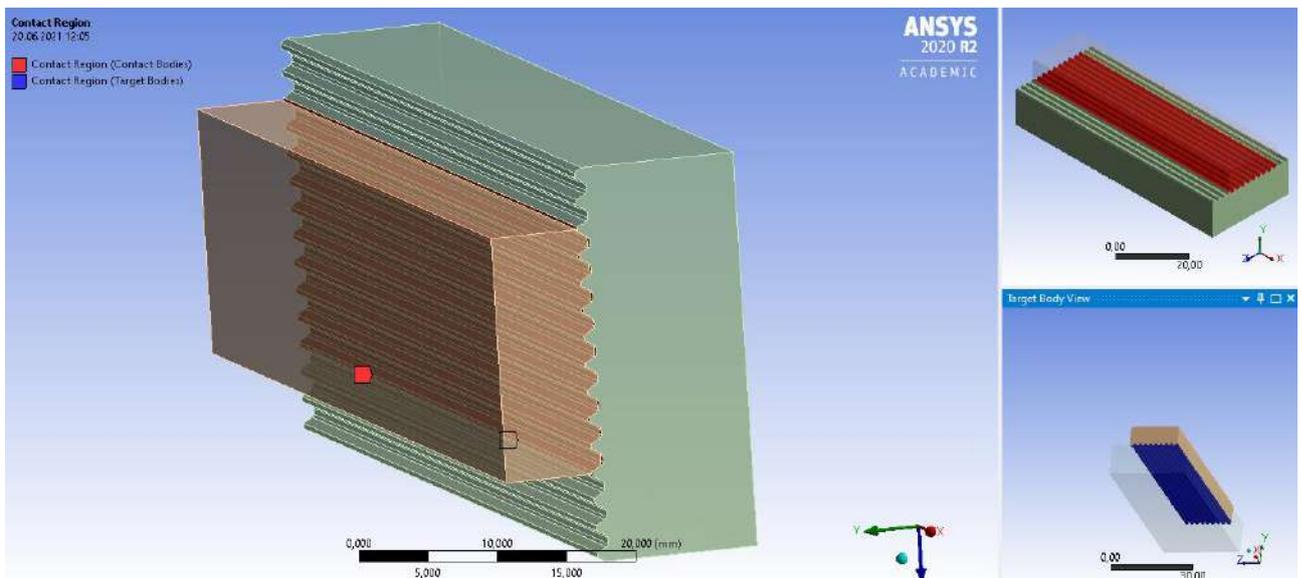


Рис. 2.3.5 Тип контакта гайки с болтом (в сечении).

3. Задание нагрузки, предварительного натяжения, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Предварительное натяжение болта будем имитировать моделированием нагрузки на срезе гайки. Для закрепления болта используем жесткое закрепление плоскости болта, имитируя тело болта.

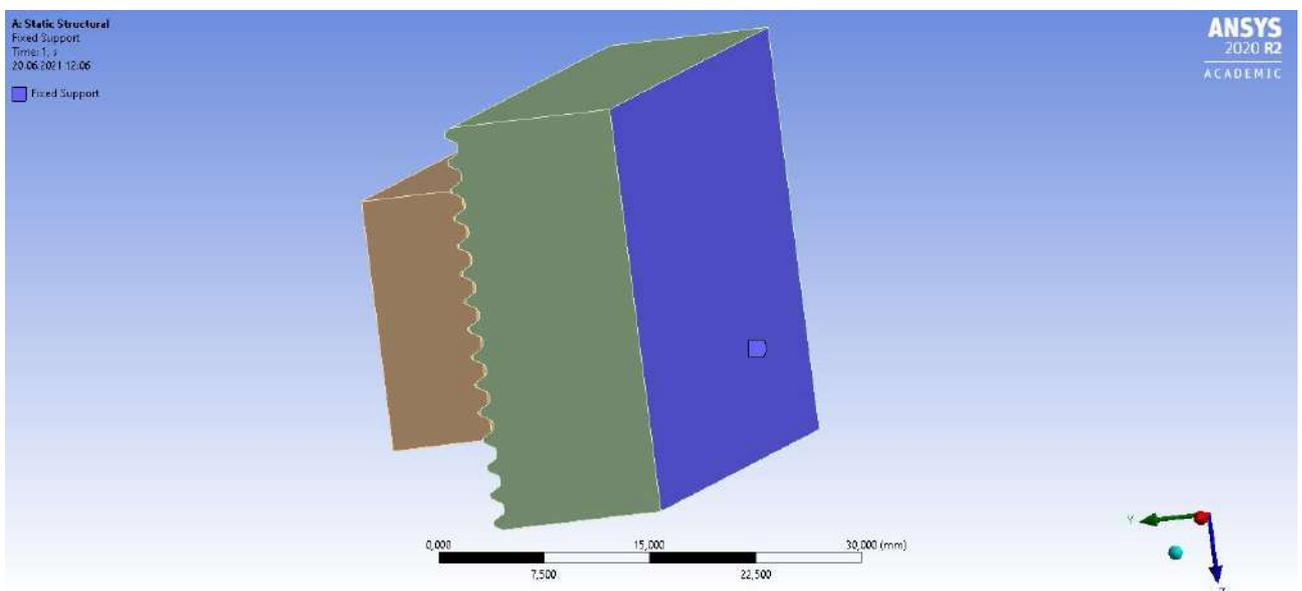


Рис. 2.3.6 Плоскость закрепления болта (в сечении).

Согласно [1] п.14.3.6 сила предварительного напряжения вычисляется:

$$P_d = R_{dh} \cdot A_{bn} = 75.5 \text{ кН/см}^2 \cdot 3,53 \text{ см}^2 = 266,5 \text{ кН},$$

Где  $P_d$  – сила предварительного натяжения,

$R_{dh}$  - расчетное сопротивление растяжению высокопрочных болтов,

$A_{bn}$  – площадь поперечного сечения болта нетто.

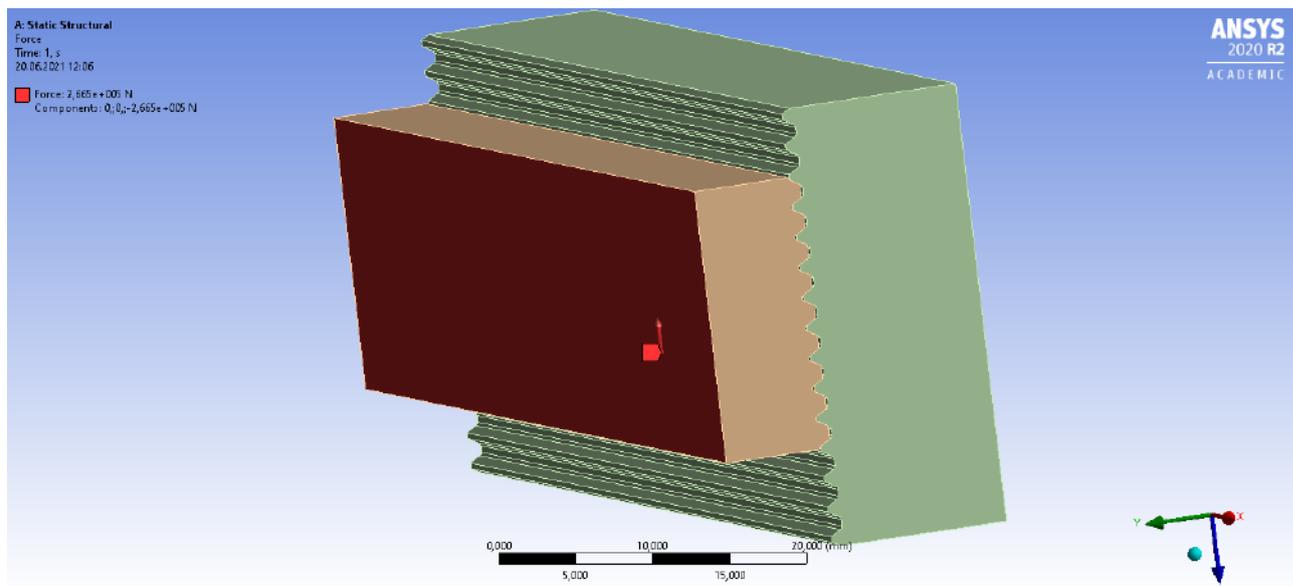


Рис. 2.3.7 Место приложения нагрузки на гайку (в сечении).

Нагрузку приложим на боковую поверхность гайки, имитируя работу гайки-растяжения.

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 2,4 мм. Количество конечных элементов - 5704, количество узлов - 29574.

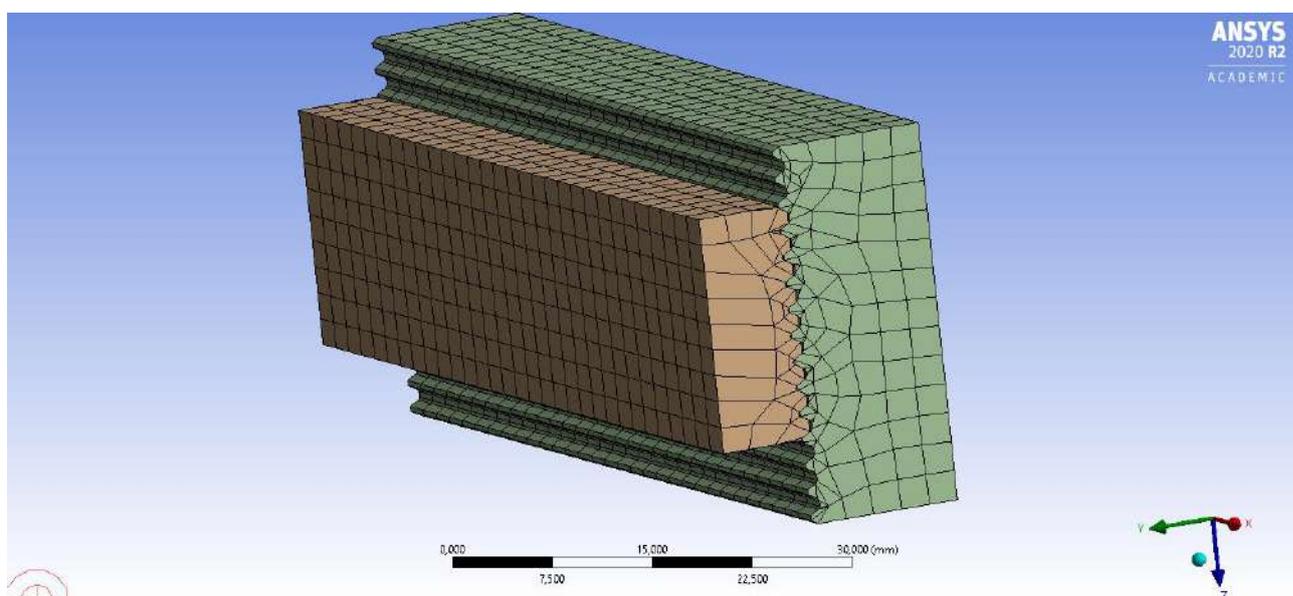


Рис. 2.3.8 Сетка конечных элементов болтового соединения (в сечении).

#### 4. Результаты расчетов:

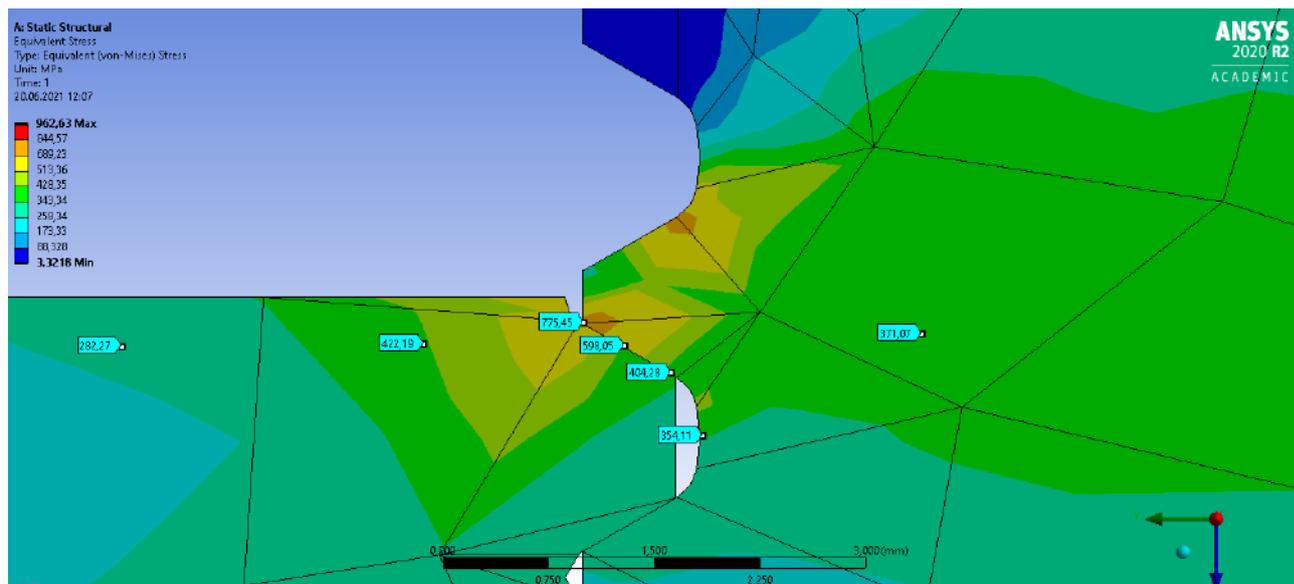


Рис. 2.3.9 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения 1 витка.

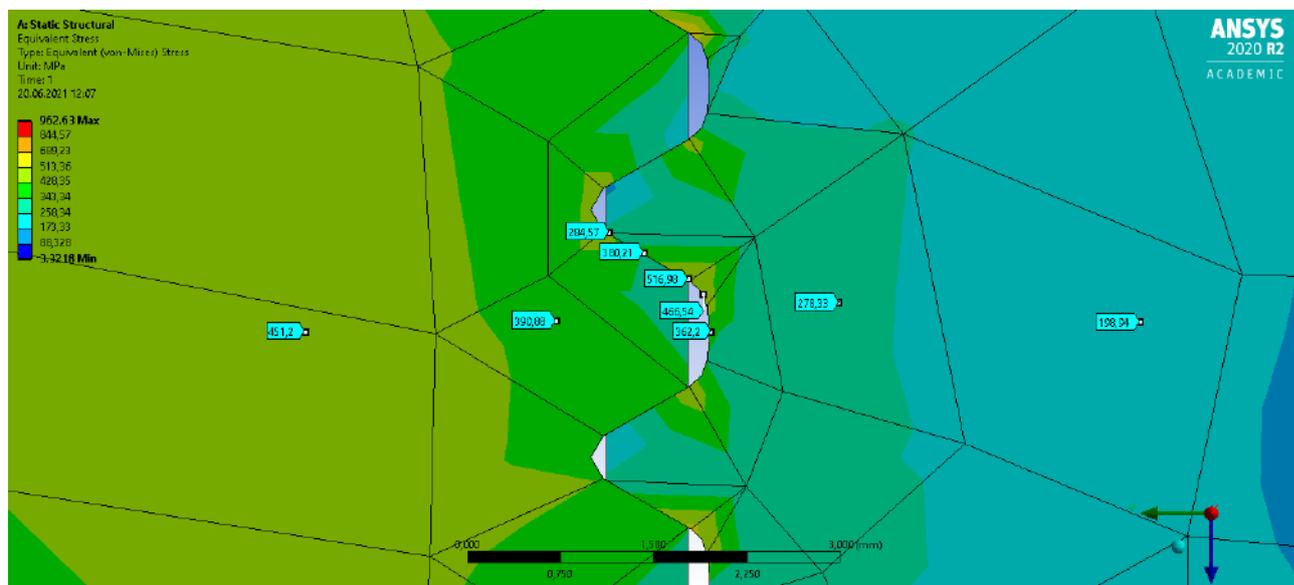


Рис. 2.3.10 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения среднего витка.

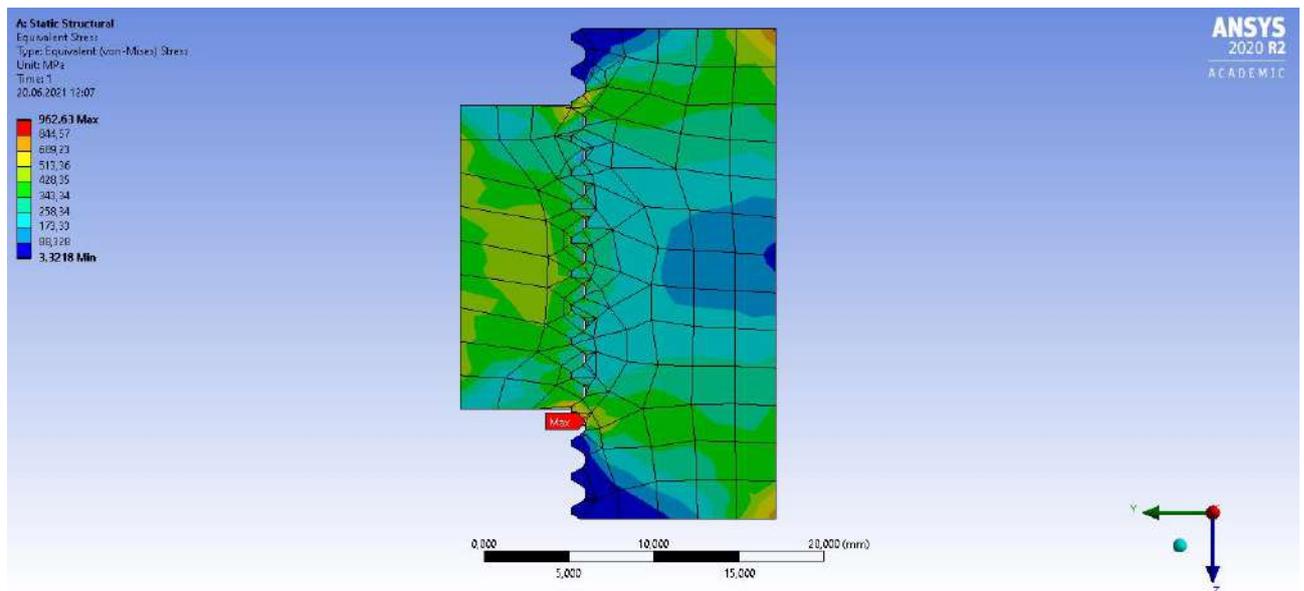


Рис. 2.3.11 Эпюра эквивалентных напряжений резьбового соединения.

Местный конструктивный коэффициент концентрации  $k_k$  находится из отношения максимальных напряжений  $\sigma_{max}$ , возникающих локально, к номинальным средним напряжениям  $\sigma_{ном}$ , возникающим на большей части рассматриваемого участка (в рамках одной изолинии):

$$k_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ном}}$$

Изучив напряженно-деформированное состояние резьбового соединения найдем коэффициенты концентрации напряжений в первом и среднем витке.

Табл. 2.3.1 Сводная таблица расчета ККН.

	Болт		
	$\sigma_{ном}$	$\sigma_{max}$	ККН
1 виток	355,05	775,45	2,184
	355,05	598,05	1,684
	355,05	404,28	1,138
Средний виток	202,82	284,57	1,403
	202,82	380,21	1,874
	202,82	516,98	2,548

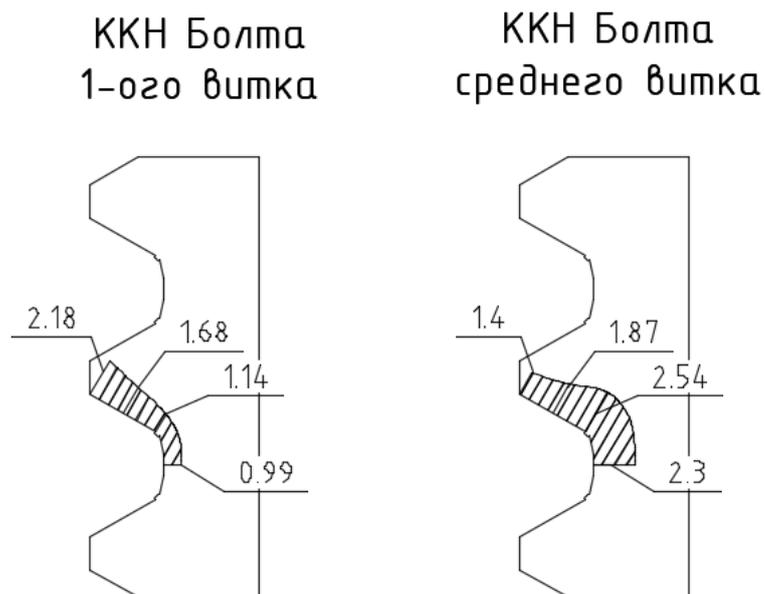


Рис. 2.3.12 Эпюра ККН резьбового соединения.

Выводы по результатам расчетов:

Результаты расчетов формы резьбового соединения численными методами показали положительный результат. Удалось снизить концентрации напряжений в 1 витке на 26,35%, максимальные напряжения, возникающие в резьбовом соединении, также удалось снизить на 25,26 %. Однако ККН в среднем витке увеличился на 20,5%.

Табл. 2.3.1 Сводная таблица результатов расчета резьбы.

	макс. напр. МПа	ККН 1 витка	ККН среднего витка
Стандартная резьба	1288,1	2,95	2,02
Улучшенная резьба	962,63	2,18	2,54

### 3. РАСЧЕТНО-КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ.

#### 3.1. КОНСТРУКЦИЯ ТРУБЫ.

По конструкции труба представляет собой многосекционные сборные металлические оболочки, состоящие из двух стволов (труба в трубе), имеющие на наружной поверхности внутреннего ствола теплоизоляционный слой толщиной 100 мм.

Толщина кожуха ствола трубы принята следующей:

а) Наружный ствол:

- от отм. +0,350 м до отм. +2,850 м – 12 мм;
- от отм. +2,850 м до отм. +5,375 м -16 мм;
- от отм. +5,375 м до отм. +10,000 м – 12 мм;
- от отм. +10,000 м до отм. +15,000 м – 10 мм;
- от отм. +15,000 м до отм. +50,000 м – 8 мм;

б) Внутренний ствол:

- от отм. +7,875 м до отм. +10,000 м – 8 мм;
- от отм. +10,000 м до отм. +15,000 м - 4 мм;

Между собой трубы соединяются шарнирными связями на отметках +10,000 м, +25,000 м и +45,000 м.

Наружный ствол опирается на металлическую плиту толщиной 20 мм и крепится электродуговой сваркой по контуру ствола и с помощью ребер жесткости. Опорная плита крепится к железобетонному фундаменту 16-ю анкерными болтами диаметром 36 мм, через цементно-песчаную подливку, толщина которой 50 мм.

Каждый наружный ствол, поддерживается восемью ребрами жесткости толщиной 12 мм. Ребра привариваются сбоку к первой царге ствола, а снизу – к металлическому основанию трубы через 45°. По внешнему (наклонному) контуру каждое ребро для придания ему устойчивости обрамляется стальной полосой 100x12 мм. Внутри второй царги жесткость трубы усилена 12-ю ребрами (толщиной 12 мм) через 30°.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		97

Труба имеет патрубок для подвода газоходов, внутренним диаметром 1000 мм с надземным примыканием на отметке +6,625 (центральная ось газохода) (рис. 3.1.1)

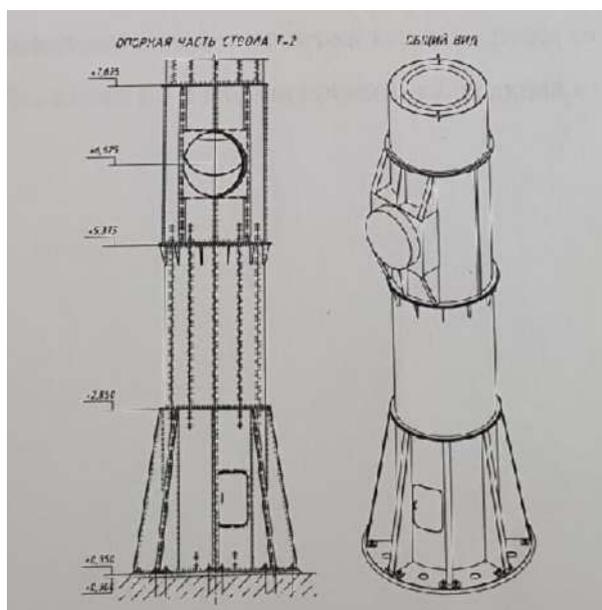


Рисунок 3.1.1 Опорная часть трубы

Первая царга наружного ствола оборудована смотровым люком.

По высоте труба состоит из царг внешним диаметром 1600 мм (наружный ствол) и внутренним диаметром 1000 мм (внутренний ствол). Наружный состоит из 20 царг, внутренний ствол состоит из 17 царг. Высота рядовых царг обоих стволов 2,5 м. Царги наружного ствола соединены между собой с помощью фланцев монтажной сваркой по внутреннему и внешнему периметру сплошным швом и болтами нормальной точности (толщина фланца 20 мм). Соединение царг внутреннего ствола – монтажной сваркой фланцев по внутреннему периметру с полным проваром и с последующей приваркой накладок по двум смежным оболочкам царг толщиной 4 мм и шириной 200 мм. Катеты сварных швов 4 мм.

Внутренний ствол опирается на фланец наружной трубы на отметке +7,875 м. Между внутренним и наружным стволами труб на отметках +9,850, +17,350, +24,850, +34,850, +44,850 и +49,850 м расположены специальные упоры для исключения эффекта «колокола» при действии ветровой нагрузки.

На отметке 46 м вокруг трубы расположена светофорная площадка. К светофорной площадке подведена одна ходовая лестница, а до верха трубы от

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		98

самой площадки их три. Труба имеет 2 молниеприемника, верхняя отметка которых 51,750 м.

### 3.2. РАСЧЕТ ПО СТЕРЖНЕВОЙ СХЕМЕ.

Расчет по стержневой схеме проводится для получения общих представлений о напряженно-деформированном состоянии трубы. Труба представляется тремя консольными стержнями. Другие особенности строения трубы не принимаются в рассмотрение.

### 3.3. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА.

Расчетная схема трубы представляет собой группу стержней кольцевого поперечного сечения, жестко соединенных между собой, нижний стержень жестко закреплен в фундаменте. Таким образом, труба разбита по высоте на участки, в пределах которых ветровая нагрузка принимается постоянной. Выбор узлов в расчетной схеме определен местами соединения царг между собой. В каждом стержне помимо веса внешнего ствола учитывается еще и вес внутреннего.

Геометрические и жесткостные характеристики сечений стержня вычисляем по правилам сопротивления материалов:

$$\text{Момент инерции: } J = \frac{\pi * D_H^4}{64} - \frac{\pi * D_B^4}{64}$$

$$\text{Момент сопротивления сечения: } W = 0,1 * \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H}$$

$$\text{Площадь: } A = \frac{\pi}{4} * (D_H^2 - D_B^2)$$

EA – осевая жесткость;

EJ – изгибная жесткость;

Сечение от отм. 0,350 м до 2,850 м и от отм. 7,875 м до 10,00 м

$D_H = 1,6$  м;  $D_B = 1,576$  м; толщина стенки 12 мм;

$$J = \frac{\pi * D_H^4}{64} - \frac{\pi * D_B^4}{64} = 0,05 * (1,6^4 - 1,576^4) = 0,0192 \text{ м}^4$$

$$W = 0,1 * \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H} = 0,1 * \frac{0,384}{1,6} = 0,024 \text{ м}^3$$

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		99

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_H^2 - D_B^2) = 0,785 * (1,6^2 - 1,576^2) = 0,06 \text{ м}^2$$

$$EA = 2,1 * 10^7 * 0,06 = 1,26 * 10^6 \text{ тс}$$

$$EJ = 2,1 * 10^7 * 0,0192 = 4,03 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$r_y = r_z = \frac{W}{A} = \frac{0,024}{0,06} = 0,4 \text{ м}$$

Сечение от отм. 2,850 м до 5,375 м:

$D_H = 1,6 \text{ м}; D_B = 1,568 \text{ м};$  толщина стенки 16 мм;

$$J = \frac{\pi * D_H^4}{64} - \frac{\pi * D_B^4}{64} = 0,05 * (1,6^4 - 1,568^4) = 0,0255 \text{ м}^4$$

$$W = 0,1 * \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H} = 0,1 * \frac{0,509}{1,6} = 0,032 \text{ м}^3$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_H^2 - D_B^2) = 0,785 * (1,6^2 - 1,568^2) = 0,08 \text{ м}^2$$

$$EA = 2,1 * 10^7 * 0,08 = 1,67 * 10^6 \text{ тс}$$

$$EJ = 2,1 * 10^7 * 0,0255 = 5,36 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$r_y = r_z = \frac{W}{A} = \frac{0,032}{0,08} = 0,4 \text{ м, т.к. это сечение по всей длине усилено 12-ю}$$

внутренними ребрами жесткости (160x12 мм), то его характеристики будут равны:

$$J = 0,029 \text{ м}^4$$

$$W = 0,036 \text{ м}^3$$

$$A = 0,096 \text{ м}^2$$

$$EA = 2,02 * 10^6 \text{ тс}$$

$$EJ = 6,09 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$r_y = r_z = \frac{W}{A} = 0,375 \text{ м}$$

Эти значения получены в конструкторе сечений программного комплекса «ЛИРА-Сапр».

Сечение от отм. 5,375 до 7,875 м:

$D_H = 1,6 \text{ м}; D_B = 1,576 \text{ м};$  толщина стенки 12 мм, на отм. 6,625 сечение ослаблено отверстием  $D_{отв} = 1,0 \text{ м}$  для газохода. Поэтому разделим это сечение на 3 части: от

отм. 5,375 м до 5,856 м и от отм. 6,692 м до 7,875 м характеристики сечения такие же, как и в первом элементе. А от отм. 5,856 м до отм. 6,692 м – они равны:

$$J_y = 0,017 \text{ м}^4$$

$$J_z = 0,096 \text{ м}^4$$

$$W_y = 0,0216 \text{ м}^3$$

$$W_z = 0,016 \text{ м}^3$$

$$A = 0,046 \text{ м}^2$$

$$EA = 9,71 * 10^6 \text{ тс}$$

$$EJ_y = 3,63 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$EJ_z = 2,016 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

Сечение от отм. 7,875 до 10,000 м:

$D_H = 1,6 \text{ м}$ ;  $D_B = 1,576 \text{ м}$ ; толщина стенки 12 мм. Характеристики такие же, как и в первом элементе.

Сечение от отм. 10,000 до 15,000 м:

$D_H = 1,6 \text{ м}$ ;  $D_B = 1,580 \text{ м}$ ; толщина стенки 10 мм.

$$J = \frac{\pi * D_H^4}{64} - \frac{\pi * D_B^4}{64} = 0,05 * (1,6^4 - 1,580^4) = 0,016 \text{ м}^4$$

$$W = 0,1 * \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H} = 0,1 * \frac{0,322}{1,6} = 0,020 \text{ м}^3$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_H^2 - D_B^2) = 0,785 * (1,6^2 - 1,580^2) = 0,05 \text{ м}^2$$

$$EA = 2,1 * 10^7 * 0,05 = 1,05 * 10^6 \text{ тс}$$

$$EJ = 2,1 * 10^7 * 0,016 = 3,36 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$r_y = r_z = \frac{W}{A} = \frac{0,02}{0,05} = 0,4 \text{ м}$$

Сечение от отм. 15,000 до 50,000 м:

$D_H = 1,6 \text{ м}$ ;  $D_B = 1,584 \text{ м}$ ; толщина стенки 8 мм.

$$J = \frac{\pi * D_H^4}{64} - \frac{\pi * D_B^4}{64} = 0,05 * (1,6^4 - 1,584^4) = 0,013 \text{ м}^4$$

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		101

$$W = 0,1 * \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H} = 0,1 * \frac{0,258}{1,6} = 0,016 \text{ м}^3$$

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_H^2 - D_B^2) = 0,785 * (1,6^2 - 1,584^2) = 0,04 \text{ м}^2$$

$$EA = 2,1 * 10^7 * 0,04 = 8,4 * 10^5 \text{ тс}$$

$$EJ = 2,1 * 10^7 * 0,013 = 2,73 * 10^5 \text{ тс} * \text{м}^2$$

$$r_y = r_z = \frac{W}{A} = \frac{0,016}{0,04} = 0,4 \text{ м}$$

### 3.4. СБОР НАГРУЗОК.

На трубу действуют следующие нагрузки:

- собственный вес труб;
- ветровая нагрузка, состоящая из статической и пульсационной составляющих;

Пульсационную ветровую нагрузку задаем с помощью программного комплекса «ЛИРА-Сапр».

Нагрузки от собственного веса трубы.

Нормативная нагрузка от собственного веса трубы с учетом подъемных лестниц, смотровых площадок и т.д. принимается в соответствии со спецификацией проекта. Для перехода к расчетной нагрузке вводится коэффициент надежности по нагрузке 1,1.

В таблице 3.4.1 приведен собственный вес царг труб

Таблица 3.4.1

Обозначение царг, (ЦГ)	Количество царг (ЦГ), шт.	Вес царг (ЦГ), кгс	Общий вес, кгс
ЦГ-1Н	3	2639	7917
ЦГ-2Н	3	1880	5640
ЦГ-3Н	3	2897	8691
ЦГ-4Н	3	1362	4086
ЦГ-5Н	6	1222,5	7335
ЦГ-6Н	12	1042	12504
ЦГ-7Н	27	1030,6	27827
ЦГ-8Н	3	1016,8	3050
ЦГ-1В	3	509	1527
ЦГ-2В	33	279	9207
ЦГ-3В	15	287	4305

Всего:

- нормативная нагрузка 92089,0 кгс;
- расчетная  $92089,0 * 1,1 = 101297,9$  кгс

Вес стандартных изделий (болты, шайбы, гайки):

- нормативная нагрузка 196,3 кгс
- расчетная нагрузка  $196,3 * 1,1 = 215,93$  кгс

Вес ходовых лестниц:

- нормативная нагрузка 1539,6 кгс;
- расчетная нагрузка  $1539,6 * 1,1 = 1693,56$  кгс

Вес световых площадок:

- нормативная нагрузка 1563 кгс
- расчетная нагрузка  $1563 * 1,1 = 1719,3$  кгс

Собственный вес вспомогательных элементов (связи, оголовок и молниеприемники, накладки) указаны в таблице 3.4.2.

Таблица 3.4.2

Обозначение вспомогательных элементов	Вес, кгс
О-1	864
Н-1	120
Н-2	960
М-1	96
СВ-1	570,7

Всего:

- нормативная нагрузка 2610,7 кгс;
- расчетная нагрузка  $2610,7 * 1,1 = 2871,77$  кгс

Итого:

Расчетный вес труб с учетом внутренних царг:

$$P_T = 101297,9 + 215,93 + 1693,56 + 1719,3 + 2871,77 = 107798,5 \text{ кгс} = 107,8 \text{ тс}$$

Ветровая нагрузка

Статическую составляющую ветровой нагрузки находим по формуле:

$$W_m = w_0 * k * c,$$

где:

$w_0$  – нормативное значение ветрового давления;

$$w_0 = 0,23 \text{ кПа}$$

$k$  – коэффициент, учитывающий изменение ветрового давления по высоте (определяется по табл.6 [источник] в зависимости от типа местности);

$c$  – аэродинамический коэффициент,  $c = k_1 * c_{\infty}$ ;

$k_1$  – коэффициент определяемый в зависимости от  $\lambda_c$ ;

$\lambda_c = 2 * \lambda$  – для высотных сооружений;

$$\lambda = 1/b = 50/1,6 = 31,25;$$

Для  $\lambda_c = 2 * \lambda = 31,25 * 2 = 62,5$ , тогда  $k_1 = 0,9125$ ;

$c_\infty$  определяется в зависимости от отношения  $\Delta/d$  и  $R_c$

$\Delta$  характеризует шероховатость конструкции. Для стальных конструкций  
 $\Delta = 0,001$  м

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{0,001}{1,6} = 0,000625$$

$R_c$  – число Рейнольдса определяется по формуле:

$$R_c = 0,88 * d * \sqrt{w_0 * k(z) * \gamma_f} * 10^5,$$

$k(z)$  – определяется по табл.6 [3], так как тип местности В, то

$$k(5) = 0,5$$

$$k(50) = 1,2$$

- от отм. 0,000 до 5,000

$$R_c = 0,88 * 1,6 * \sqrt{230 * 1,4 * 0,5} * 10^5 = 17,87 * 10^5, c_\infty(5) = 0,61$$

- от отм. 5,000 до 50,000

$$R_c = 0,88 * 1,6 * \sqrt{230 * 1,4 * 1,2} * 10^5 = 27,68 * 10^5, c_\infty(50) = 0,7$$

Тогда  $c_5 = 0,61/0,9125 = 0,557$ ;  $c_{50} = 0,7/0,9125 = 0,639$

Нормативные ветровые статические нагрузки:

$$W_{m5} = 230 * 0,5 * 0,557 = 83,55 \text{ Па} = 0,0084 \text{ т/м}$$

$$W_{m50} = 230 * 1,2 * 0,639 = 230,04 \text{ Па} = 0,023 \text{ т/м}$$

Расчетные ветровые статические нагрузки:

$$W_5 = 0,0084 * 1,4 = 0,014 \text{ т/м}$$

$$W_{50} = 0,023 * 1,4 = 0,0322 \text{ т/м}$$

Пульсационная ветровая нагрузка

Ветровая пульсационная нагрузка задается с помощью программного комплекса «ЛИРА-Сапр» в виде задания статической ветровой нагрузки как динамической мгновенной.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		105

### 3.5. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА СОБСТВЕННЫЙ ВЕС И ВЕТРОВУЮ НАГРУЗКУ

В результате расчета с использованием программного комплекса «ЛИРА-Сапр» получены следующие результаты в соответствии с приложениями:

- усилия в трубе (нормальная сила, изгибающий момент и РСН) на отметках 0,000 м, +6,625 м, +10,000 м, +25,000 м и +45,000 м согласно таблице 3.5.1;

- перемещения трубы от нормативной статической ветровой нагрузки и пульсационной ветровой нагрузки по первой частоте собственных колебаний согласно таблице 3.5.2;

- частоты и периоды собственных колебаний согласно таблице 3.5.3

Таблица 3.5.1

Отметка, м	Величина нормальной силы N, тс	Величина изгибающего момента от ветровой нагрузки, тс*м		РСН
		Статической, М <sub>ст</sub>	Пульсационной, М <sub>п</sub>	М, тс*м
0,000	36	24,6	29,2	51,5
+2,850	33,9	22,2	27,1	47,3
+5,350	32,1	20,2	25,2	43,8
+10,000	28,8	16,6	21,8	37,5
+15,000	25,2	13	18,2	30,5
+25,000	-18	6,97	11,3	17
+47,000	-2,16	0,111	0,177	0,26
+50,000	-0,0216	0,00111	0,00177	0,00327

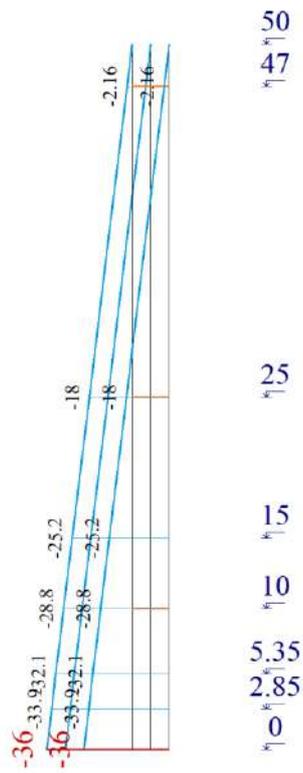
Таблица 3.5.2

Отметка, м	Перемещения, мм		
	От статической ветровой нагрузки	От ветровой пульсационной нагрузки по 1-ой форме колебаний	РСН
0,000	0	0	0
+2,850	0,48	0,576	1,01
+5,350	1,56	1,88	3,3
+10,000	5,03	6,17	10,8
+15,000	10,9	13,6	23,7
+25,000	29	37,5	64,7
+47,000	82,9	115	194
+50,000	90,7	126	212

Таблица 3.5.3

Форма колебания	Частота, Гц	Период, с
1	0,34	2,91
2	0,34	2,91
3	1,87	0,53
4	1,87	0,53
5	2,34	0,43
6	3,01	0,33
7	7,56	0,13

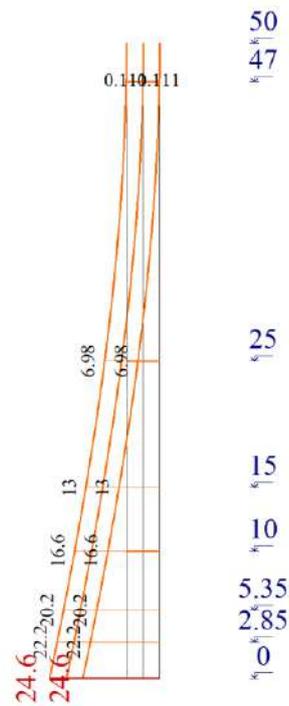
Собственный вес  
Эпюра N  
Единицы измерения - т



Минимальное усилие -36;

Рис. 3.5.1 Эпюра нормальной силы N от собственного веса

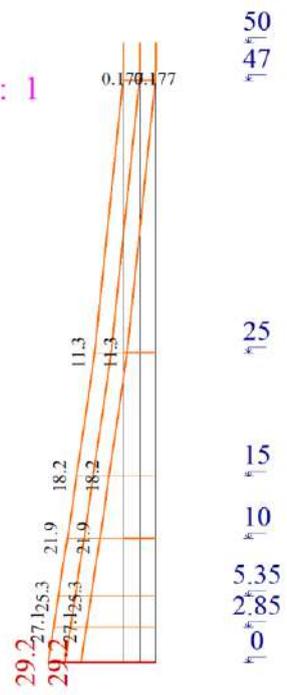
Ветер ст. X  
Эпюра Mu  
Единицы измерения - т\*м



Максимальное усилие 24.5833

Рис. 3.5.2 Эпюра изгибающего момента от статической ветровой нагрузки

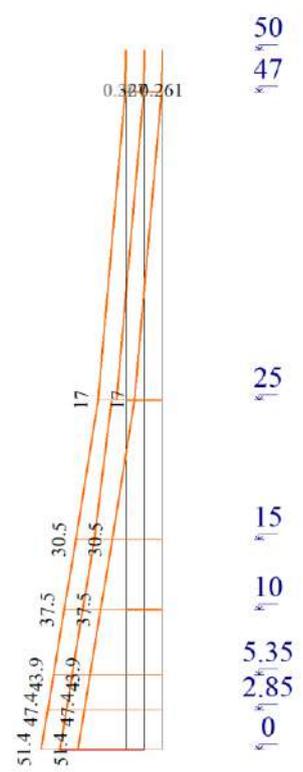
Пульсация X  
 Составляющая 1  
 Эпюра Mu  
 Единицы измерения - т\*м  
 Массы собраны из загрузений: 1



Максимальное усилие 29.2095

Рис. 3.5.3 Эпюра изгибающего момента от пульсационной ветровой нагрузки

РСН1(СП 20.13330.2011\_1)  
 Эпюра Mu  
 Единицы измерения - т\*м



Максимальное усилие 51.403

Рис. 3.5.4 Эпюра изгибающего момента от РСН

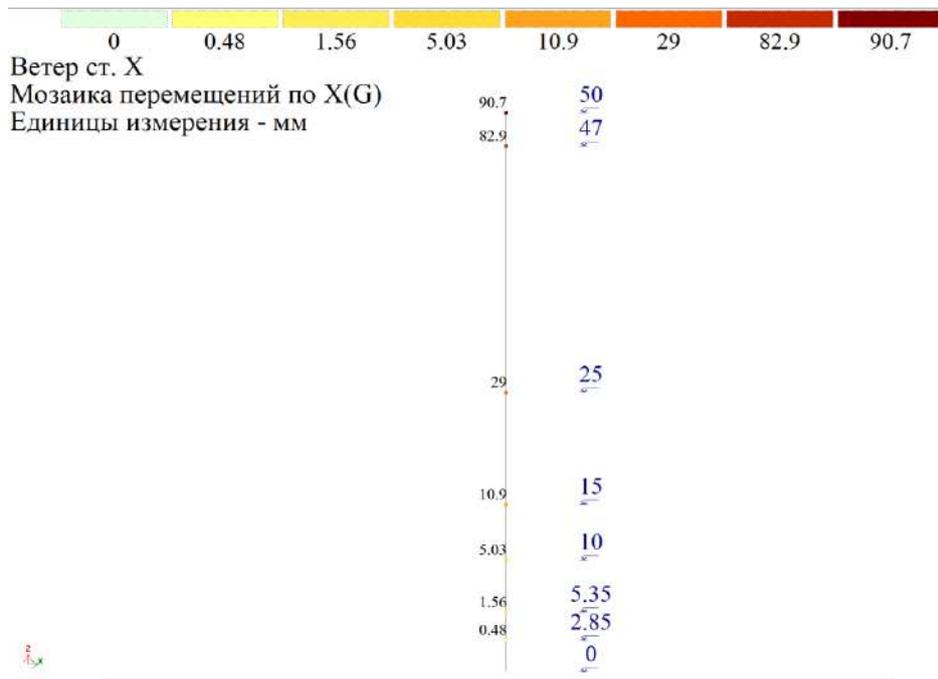


Рис. 3.5.5 Мозаика перемещений от статической ветровой нагрузки

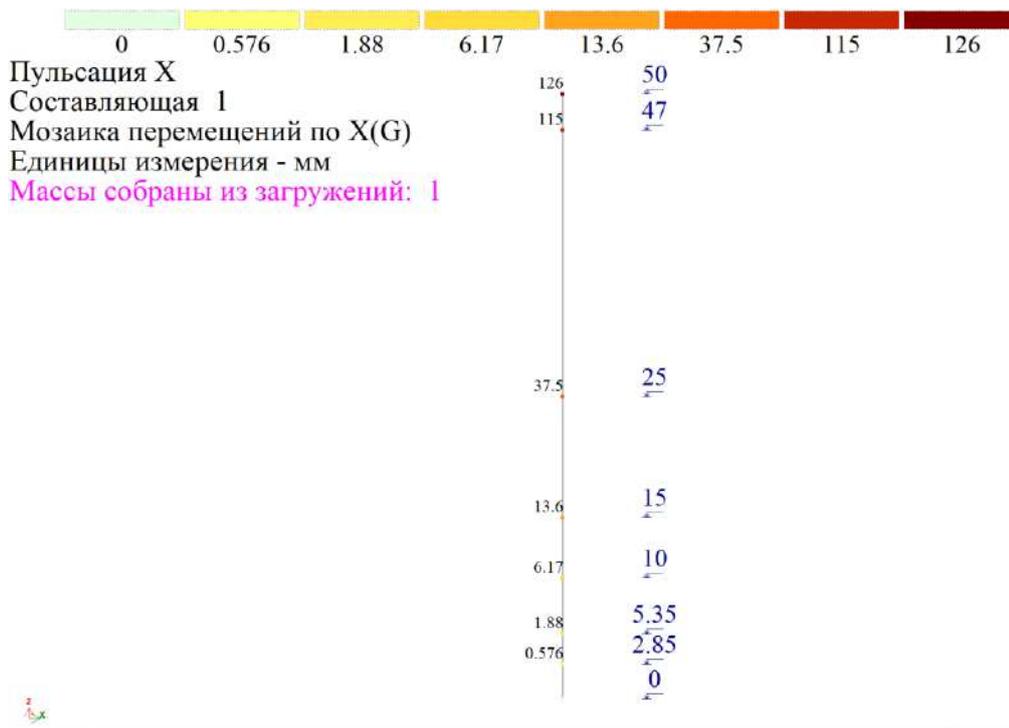


Рис. 3.5.6 Мозаика перемещений от пульсационной ветровой нагрузки по 1-ой форме колебаний

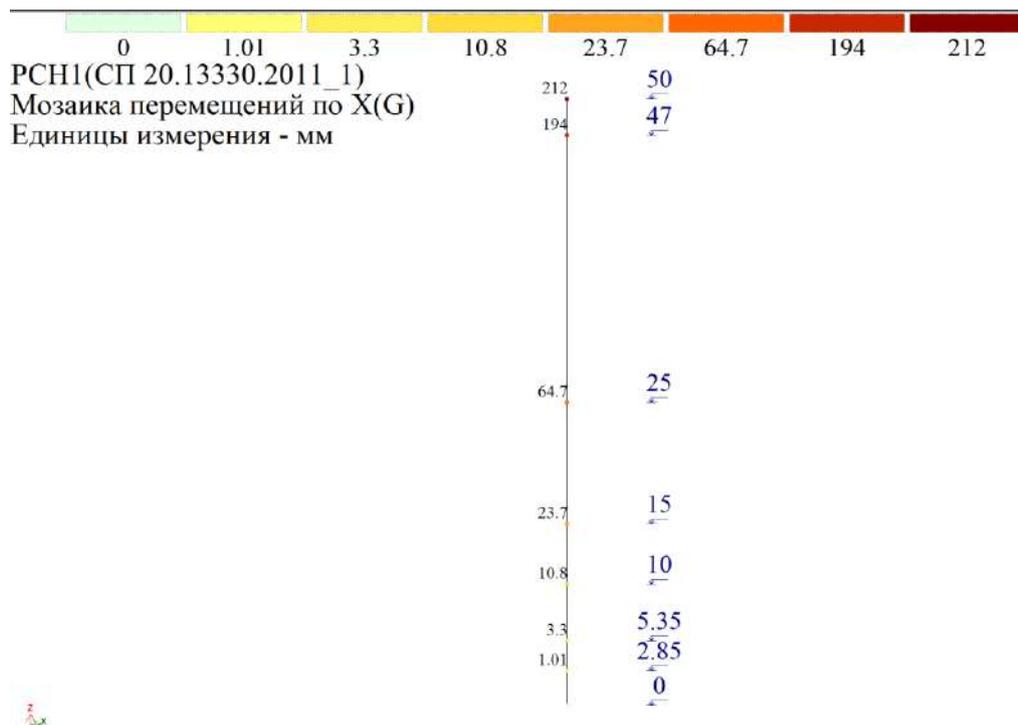


Рис. 3.5.7 Мозаика перемещений от РСН

### 3.6. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет сечения выполняем от действия осевой силы с изгибом по формуле:

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} \leq R_y * \gamma_c,$$

где  $R_y = 230 \text{ МПа} = 2300 \text{ кг/см}^2 = 23000 \text{ т/м}^2$ ,

$\gamma_c = 1$

Сечение на отметке 0,000 м

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{36}{0,06} + \frac{51,5}{0,024} = 600 + 2145,8 = 2745,8 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

Сечение на отметке 5,35 м

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{32,1}{0,046} + \frac{43,8}{0,016} = 697,8 + 2737,5 = 3435,3 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

Сечение на отметке 10,000 м (при толщине стенки 12 мм)

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{28,8}{0,06} + \frac{37,5}{0,024} = 480 + 1562,5 = 2042,5 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

Сечение на отметке 45,000 м (при толщине стенки 8 мм)

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{2,16}{0,04} + \frac{0,26}{0,016} = 54 + 16,25 = 70,25 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

Сечение на отметке 50,000 м

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{0,0216}{0,04} + \frac{0,00327}{0,016} = 0,54 + 0,2 = 0,74 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

### 3.7. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ И ПОДБОР ВЫСОКОПРОЧНЫХ БОЛТОВ

Расчет на прочность по стержневой схеме является очень приближенным, поэтому он не может показать реальные напряжения, возникающие в конструкции.

В расчете по стержневой схеме получился очень большой запас прочности:

$$\text{Запас прочности: } 1 - 34,35/230 = 0,85 \%$$

Напряжения были получены без учета особенностей строения трубы, которые усложняют работу и могут привести к концентрации напряжения (область газохода). Поэтому для получения реальных значений напряжений необходим расчет по оболочковой схеме всей трубы.

Подбор болтов выполнен для стыковки царг на отм.+2.850, где возникают наибольшие усилия.

Величина расчетной нагрузки  $P$ , приходящаяся на один болт, должна определяться для наиболее нагруженного болта по формуле:

$$P = -\frac{N}{n} + \frac{M * y_1}{\sum y_i^2},$$

где  $N$  – расчетная нормальная сила;

$M$  – расчетный изгибающий момент;

$n$  – общее количество болтов;

$y_1$  – расстояние от оси поворота до наиболее удаленного болта в растянутой зоне стыка;

$y_i$  – расстояние от оси поворота до  $i$ -го болта, при этом учитываются как растянутые, так и сжатые болты.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		112

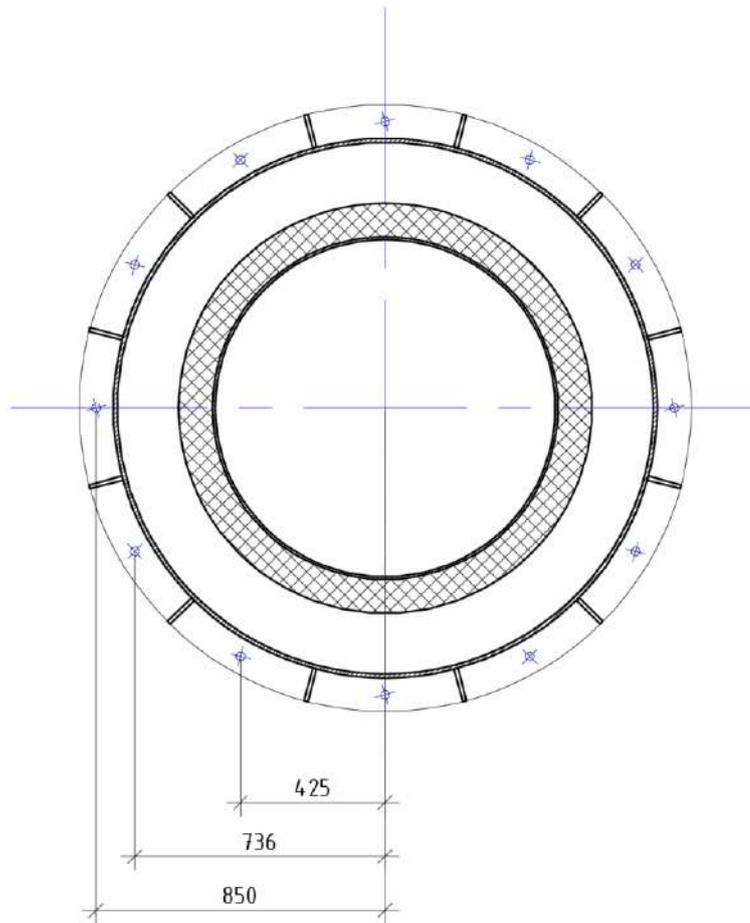


Рис. 3.7.1 Расчетная схема определения усилий при установке болтов

$$P = -\frac{339\text{кН}}{12} + \frac{473\text{кН} * \text{м} * 0,85\text{м}}{2 * 0,85^2 + 4 * 0,736^2 + 4 * 0,425^2 + 2 * 0^2} = 64,51 \text{ кН}$$

Площадь сечения болта определяется по формуле:

$$A = \frac{P}{R_m}$$

По [4]  $R_m$  для болта класса прочности 10.9 равно 1040 МПа.

$$A = \frac{64510\text{Н}}{1040 \text{ Н/мм}^2} = 62 \text{ мм}^2 = 0,6 \text{ см}^2$$

Т.к. при полученных нагрузках установка высокопрочных болтов не требуется, то предлагается донагрузить выбранный узел для использования болтов М24 класса прочности 10.9, при этом чтобы проходила проверка сечения на прочность.

Примем следующие нагрузки:  $N = 33.9 \text{ т}$ ,  $M = 208 \text{ т*м}$ .

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		113

Проверка сечения:

$$\frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} = \frac{33,9}{0,046} + \frac{208}{0,016} = 736,9 + 13000 = 13736,9 \text{ т/м}^2 < 23000 \text{ т/м}^2;$$

Расчетная нагрузка, действующая на один болт:

$$P = -\frac{339 \text{ кН}}{12} + \frac{2080 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot 0,85 \text{ м}}{2 * 0,85^2 + 4 * 0,736^2 + 4 * 0,425^2 + 2 * 0^2} = 379,7 \text{ кН}$$

Площадь сечения болта определяется по формуле:

$$A = \frac{379700 \text{ Н}}{1040 \text{ Н/мм}^2} = 365 \text{ мм}^2 = 3,65 \text{ см}^2$$

Далее, для расчета узла фланцевого стыка используем нагрузки:

$$N = 33,9 \text{ т}, M = 208 \text{ т} \cdot \text{м}.$$

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		114

#### 4. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С УЧЕТОМ УЛУЧШЕННОЙ ФОРМЫ БОЛТА И ГАЙКИ.

##### 4.1. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ С ПРИМИНЕНИЕМ СТАНДАРТНЫХ БОЛТОВ И ГАЕК.

###### 1. Геометрия болтового соединения:

Для расчета был принят фланцевый стык на высокопрочных болтах М24 класс прочности 10.9, расположенных по внешней грани трубы равномерно распределенные 12 шт. Труба имеет толщину проката 16 мм. Также по контуру расположены ребра жесткости, которые крепятся на монтажной сварке. Фланец трубы 40 мм. Геометрия узла представлена на рисунке 4.1.1.

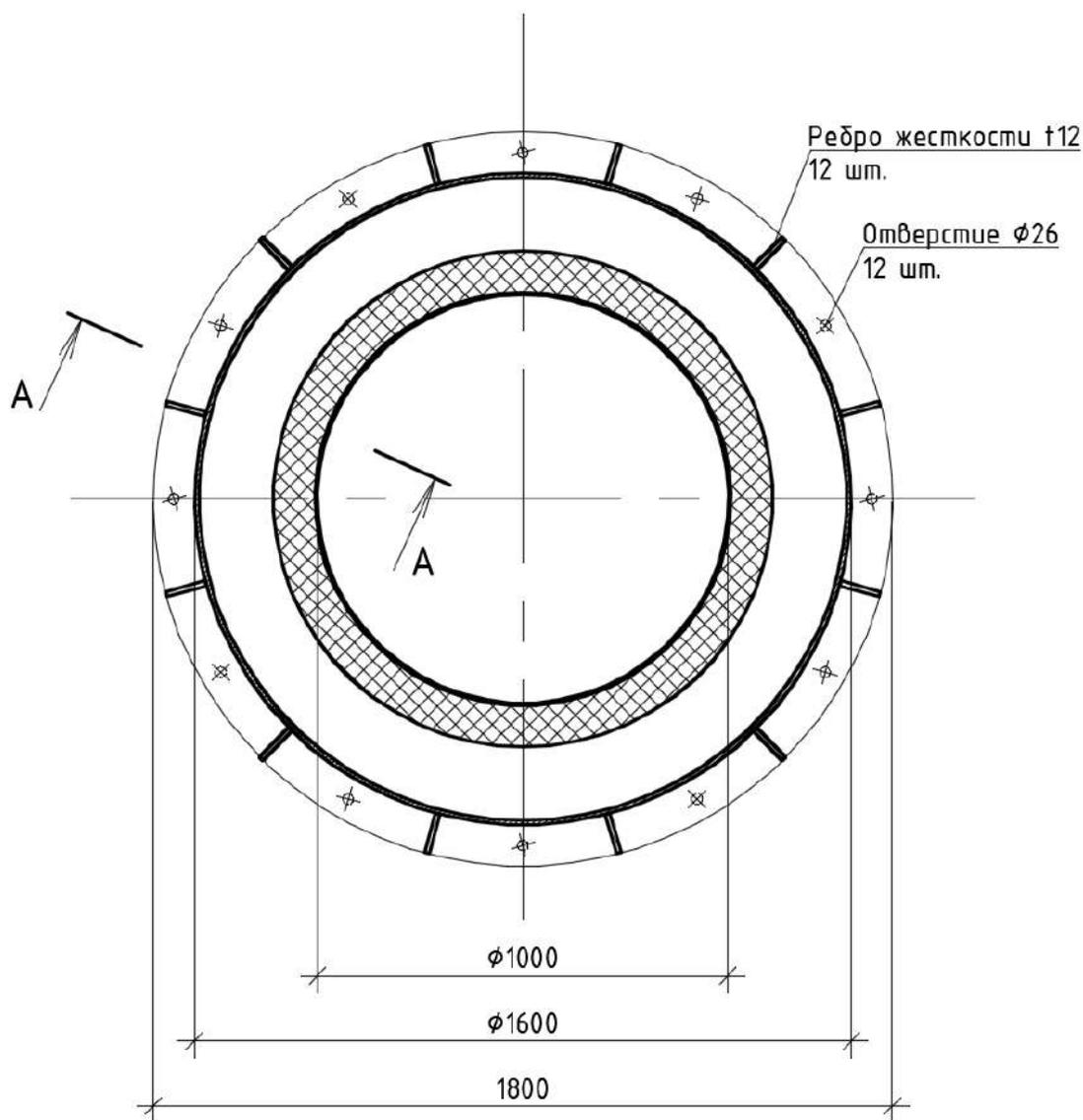


Рис. 4.1.1 Узел фланцевого стыка.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист 115
Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

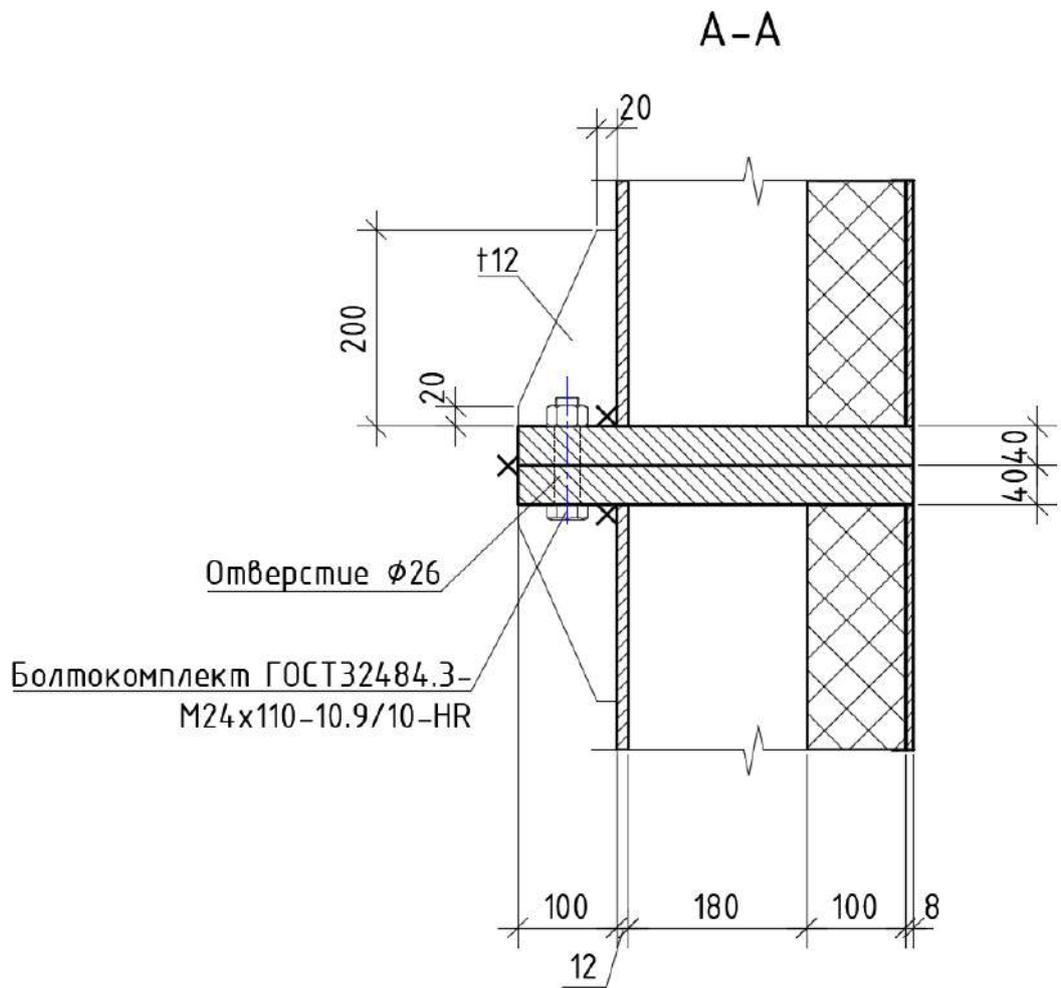


Рис. 4.1.2 Узел фланцевого стыка, разрез А-А.

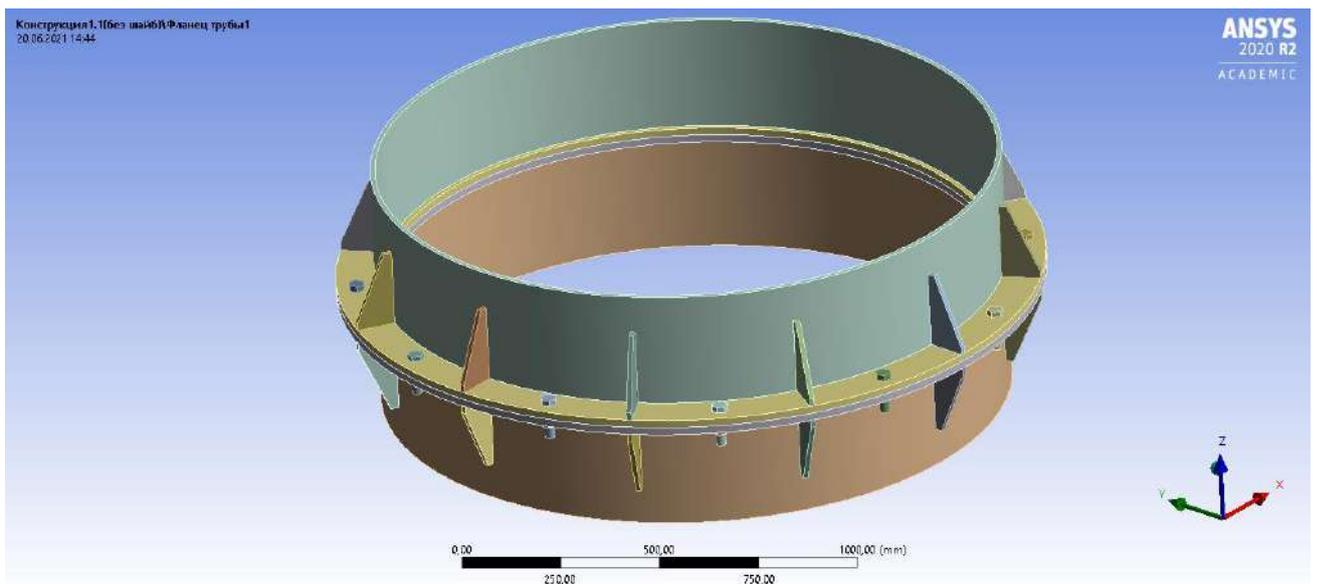


Рис. 4.1 3-d вид фланцевого соединения.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист 116
Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{bun} / \delta = 1040 / 0.09 = 11555,55 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.1.4 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

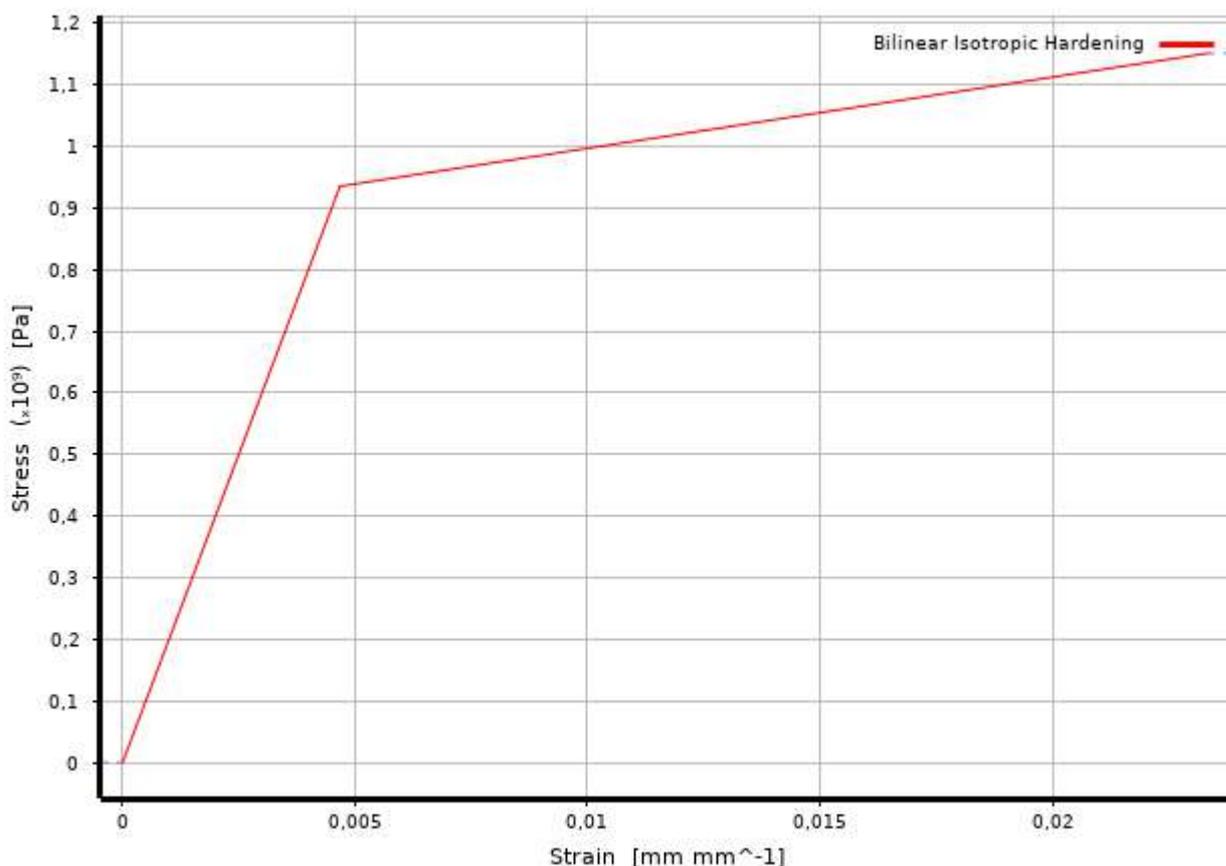


Рис. 4.1.5 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

Сталь фланца t40: С345-3 предел текучести равен:  $R_{yn}=325 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{un}=470 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,21$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{un}/\delta = 470/0.21 = 2238 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 5: C345				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	3,25E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	2,238E+09	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.1.6 Свойства материала фланца t40.

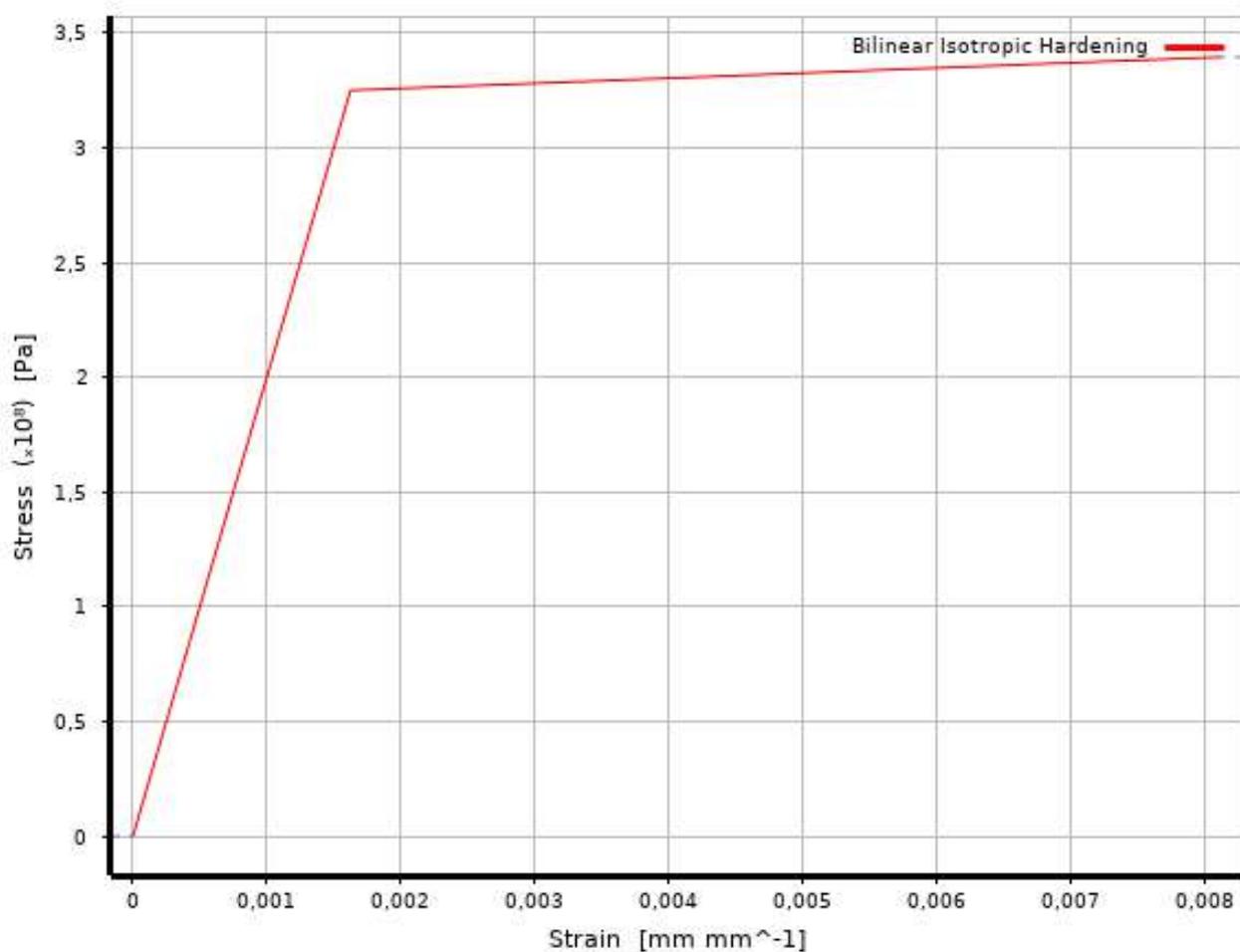


Рис. 4.1.7 Билинейный график работы фланца t40.

Сталь трубы и ребер жесткости: С255 предел текучести равен:  $R_{yn}=245 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{un}=370 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,21$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{un} / \delta = 370 / 0.21 = 1809 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 4: C255				
	A	B	C	
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	2,55E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,809E+09	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.1.8 Свойства материала фланца t40.

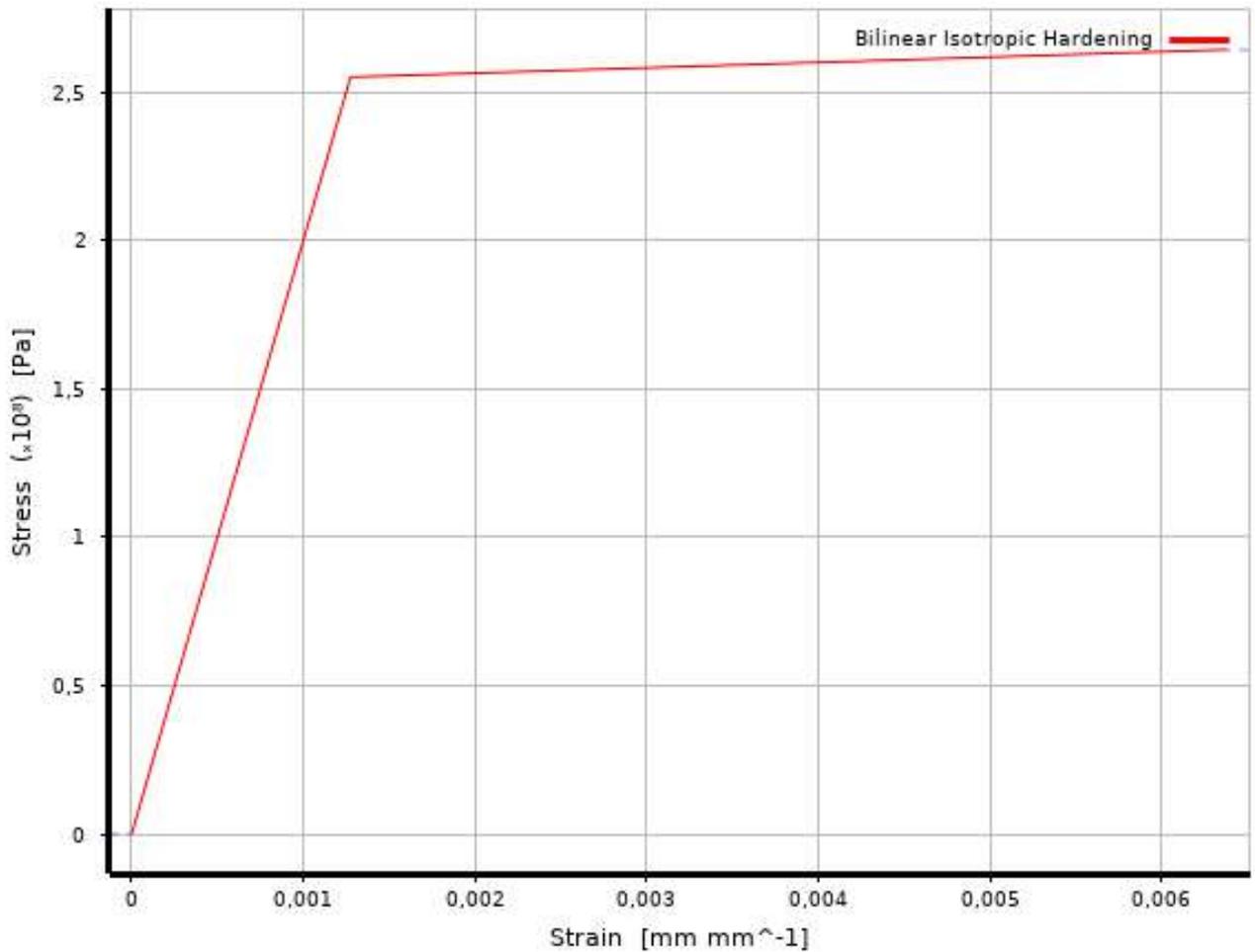


Рис. 4.1.9 Билинейный график работы фланца t40.

## 2. Моделирование контактов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded. Соединение ребер жесткости с трубой и фланцем принимаем типом контакта Bonded. Контакты гаек и головки принимаем типом контакта Bonded. Контакт фланца с фланцем принимаем типом Rough.

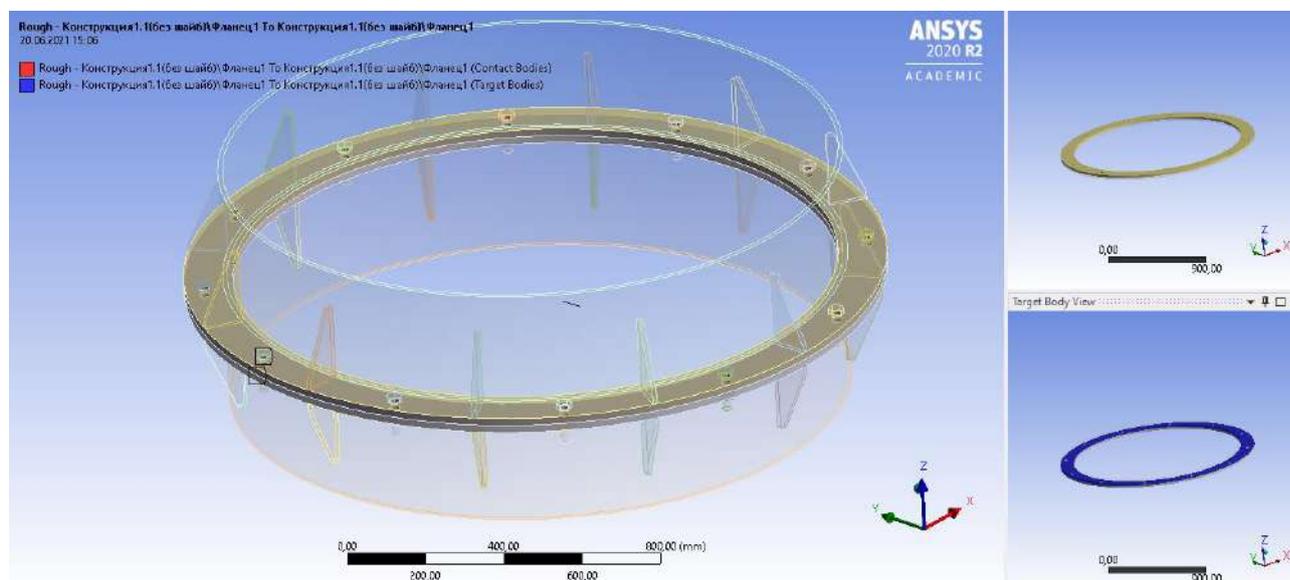


Рис. 4.1.10 Тип контакта фланца с фланцем.

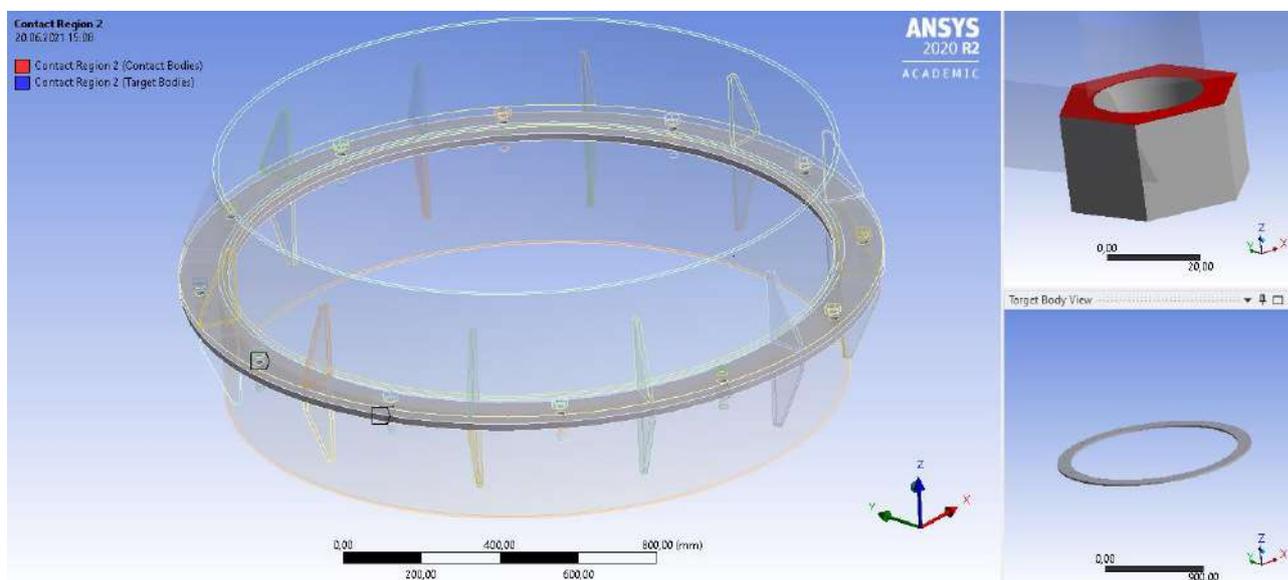


Рис. 4.1.11 Тип контакта гайки с фланцем.

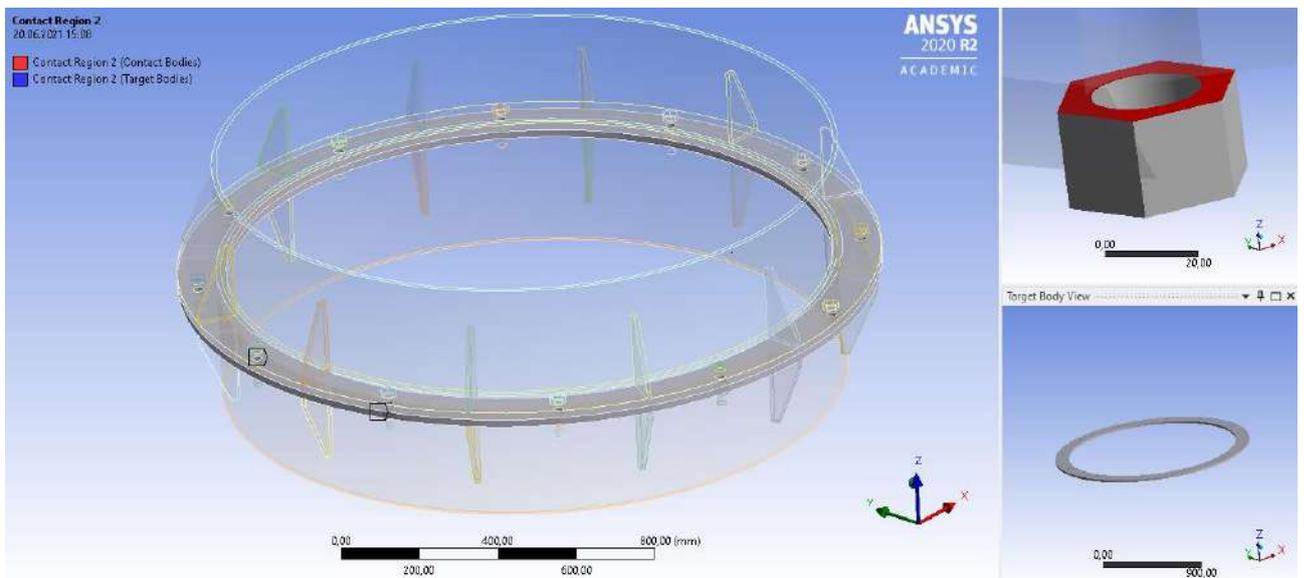


Рис. 4.1.12 Тип контакта гайки с фланцем.

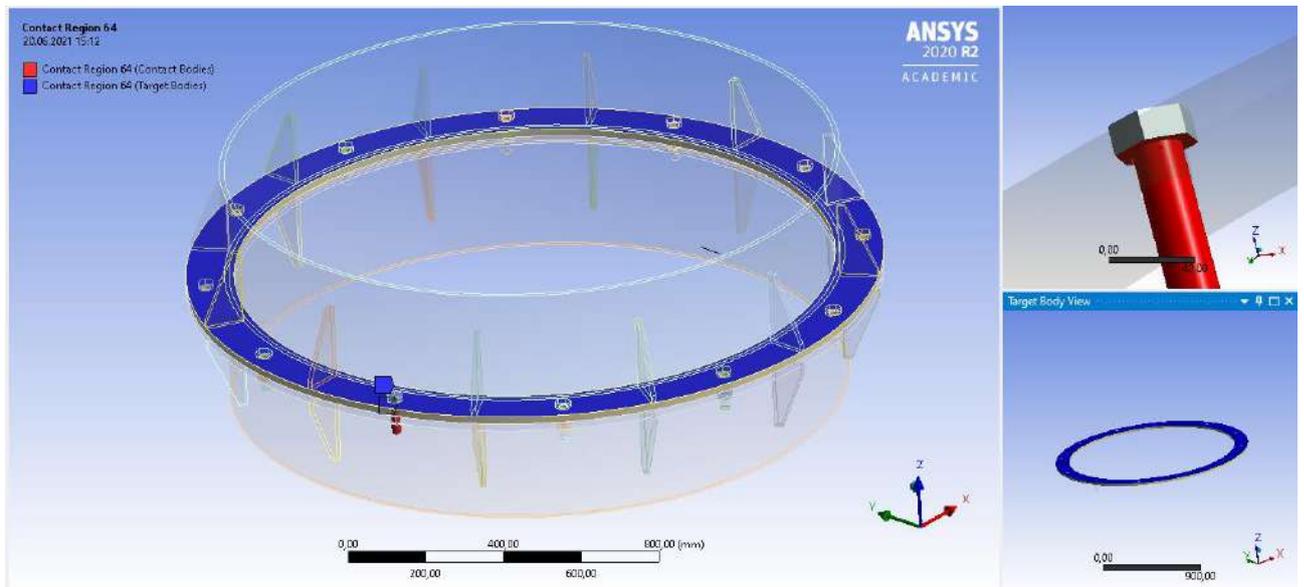


Рис. 4.1.13 Тип контакта головки болта с фланцем.



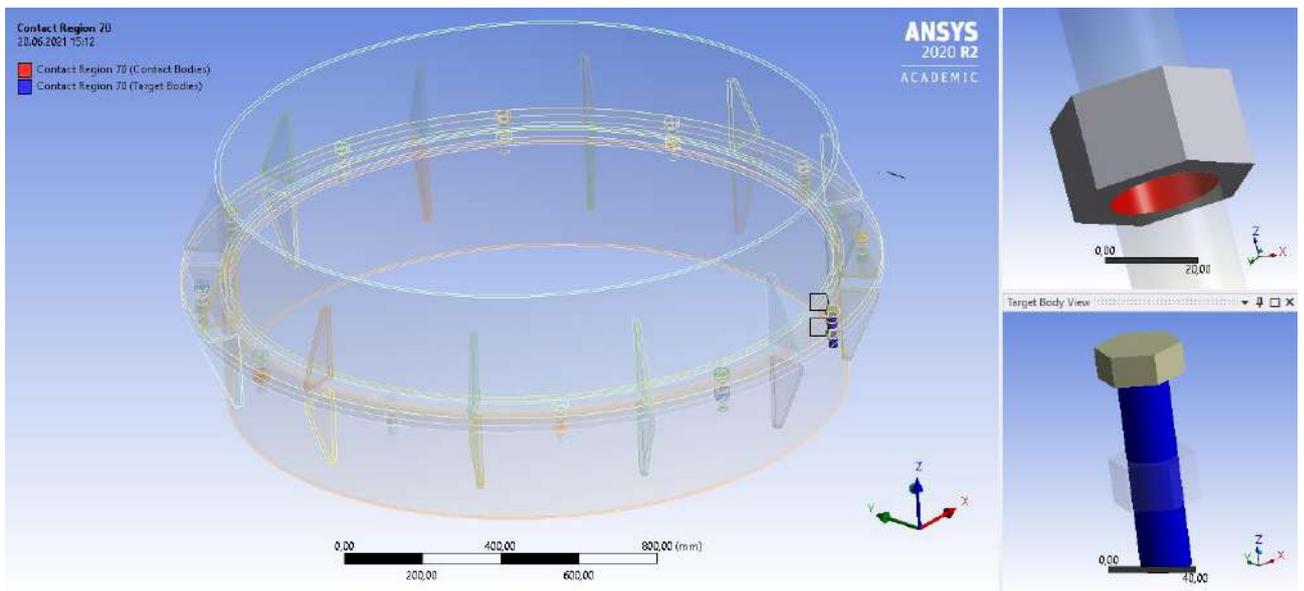


Рис. 4.1.16 Тип контакта болта с гайкой (имитация резьбы).

3. Задание нагрузки, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Для закрепления модели будем использовать жесткое закрепление нижней плоскости трубы.

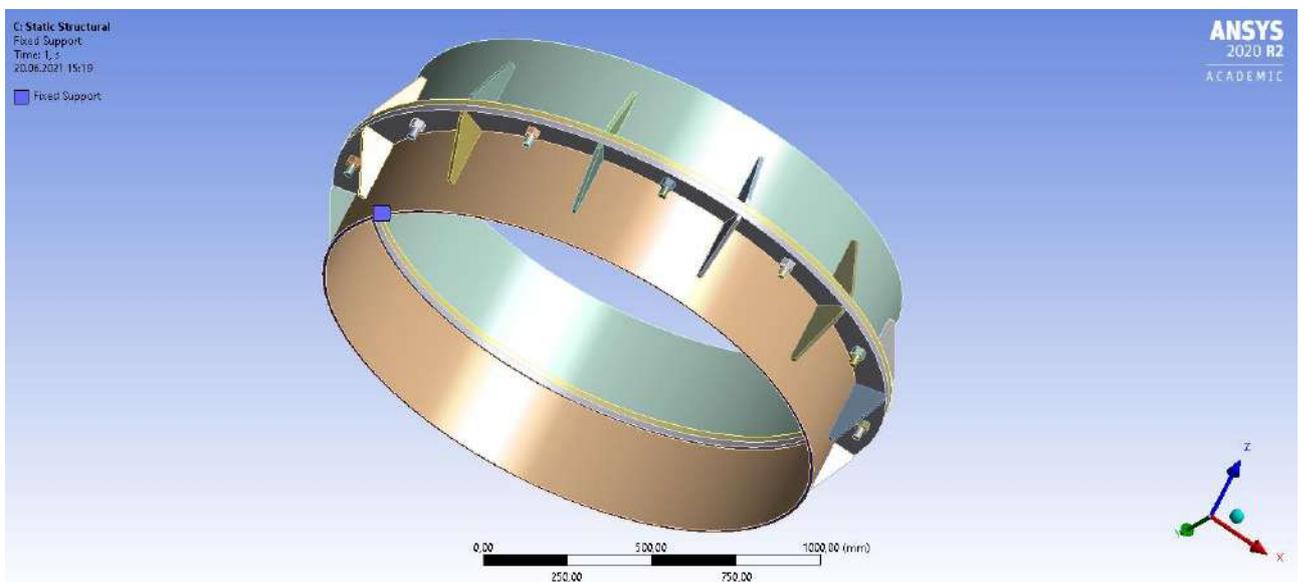


Рис. 4.1.17 Плоскость закрепления узла.

Нагрузки на узел будем передавать через верхнюю часть трубы. Усилия воздействующие на узел примем из п.3 данной работы.

Принятые нагрузки:

$M_x = 208$  т\*м = 2040480000 Н\*мм,  $N = 39,9$  т = 332559 Н.

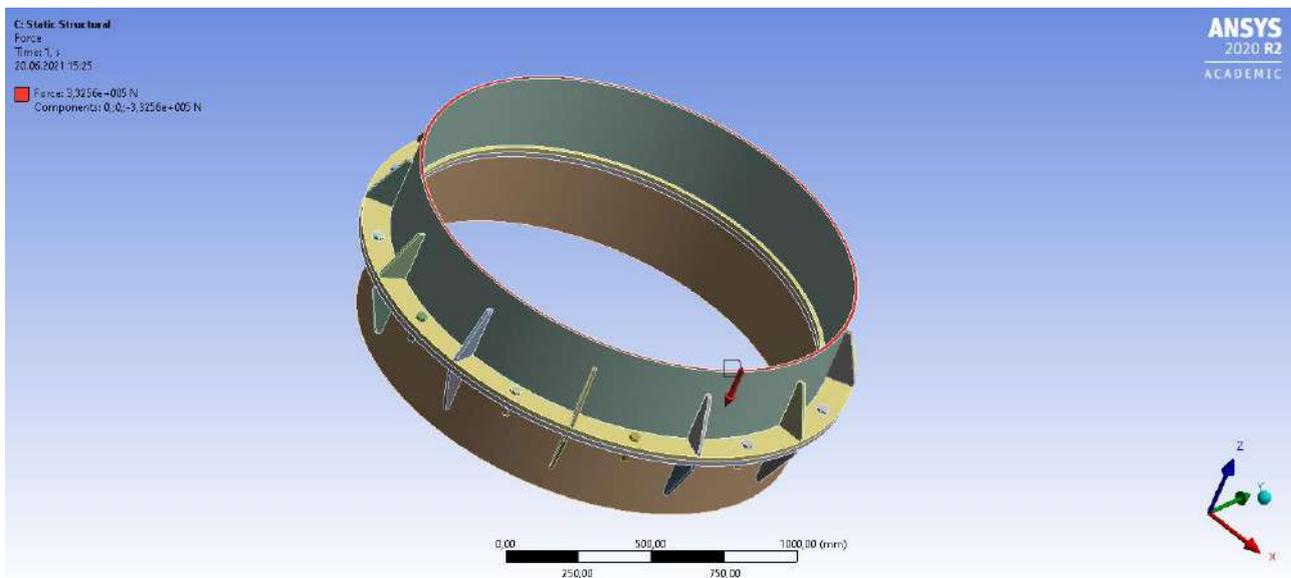


Рис. 4.1.18 Место приложения сжимающей силы на узел.

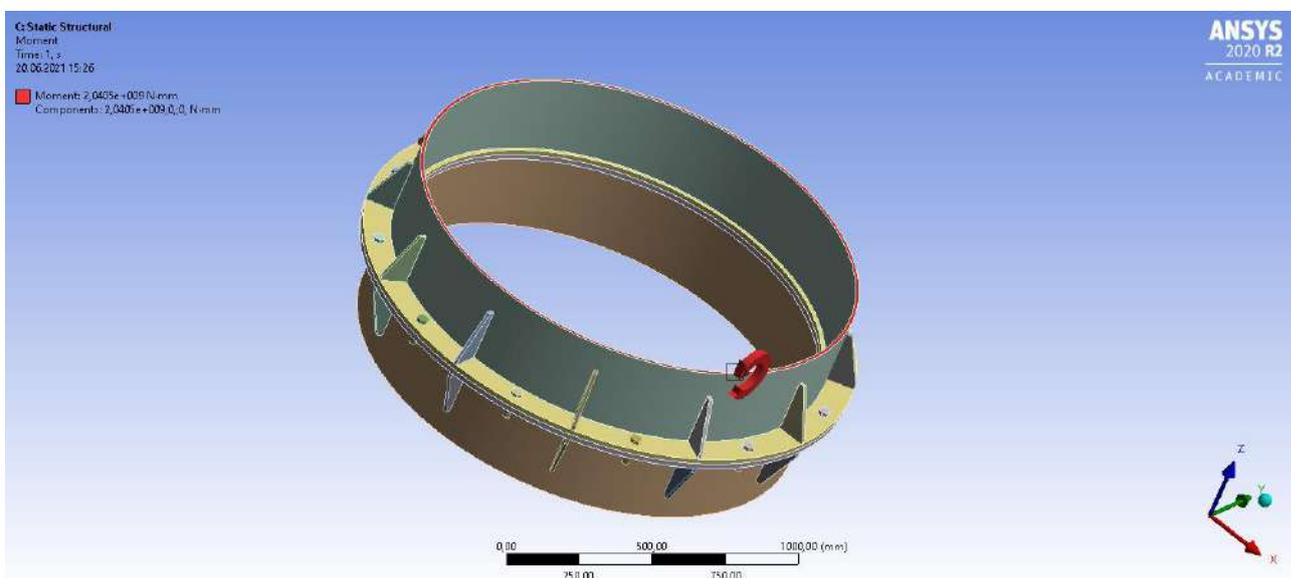


Рис. 4.1.19 Место приложения внешнего момента на узел (Mx).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 90 мм (для больших тел). Количество конечных элементов - 4040, количество узлов - 25624.

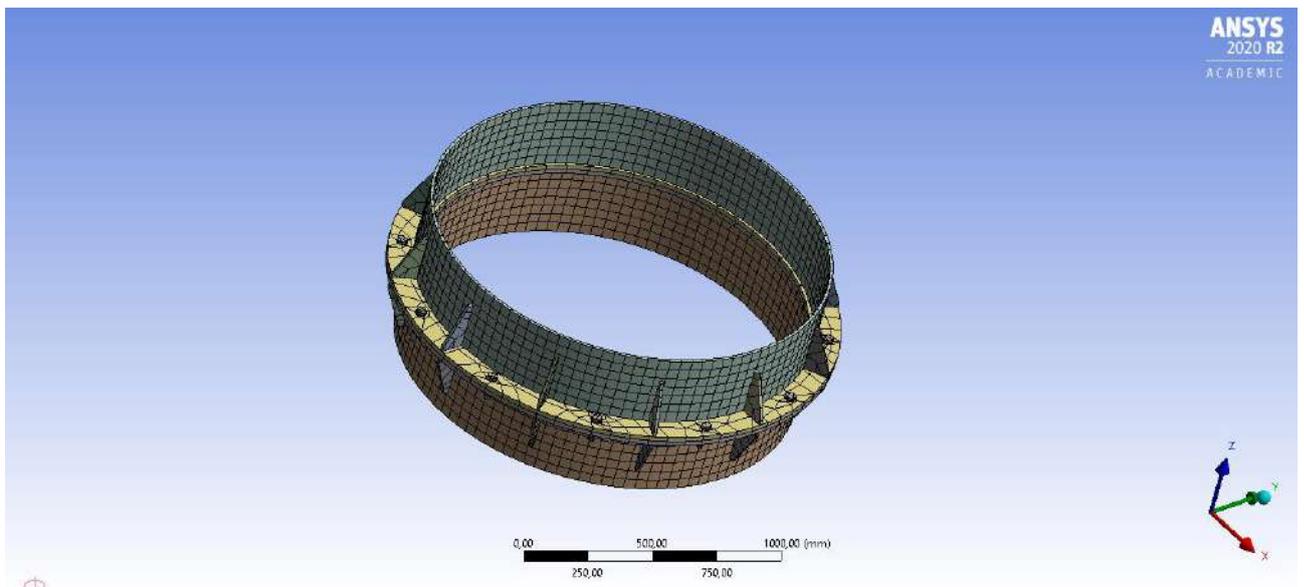


Рис. 4.1.20 Сетка конечных элементов болтового соединения.

#### 4. Результаты расчетов:

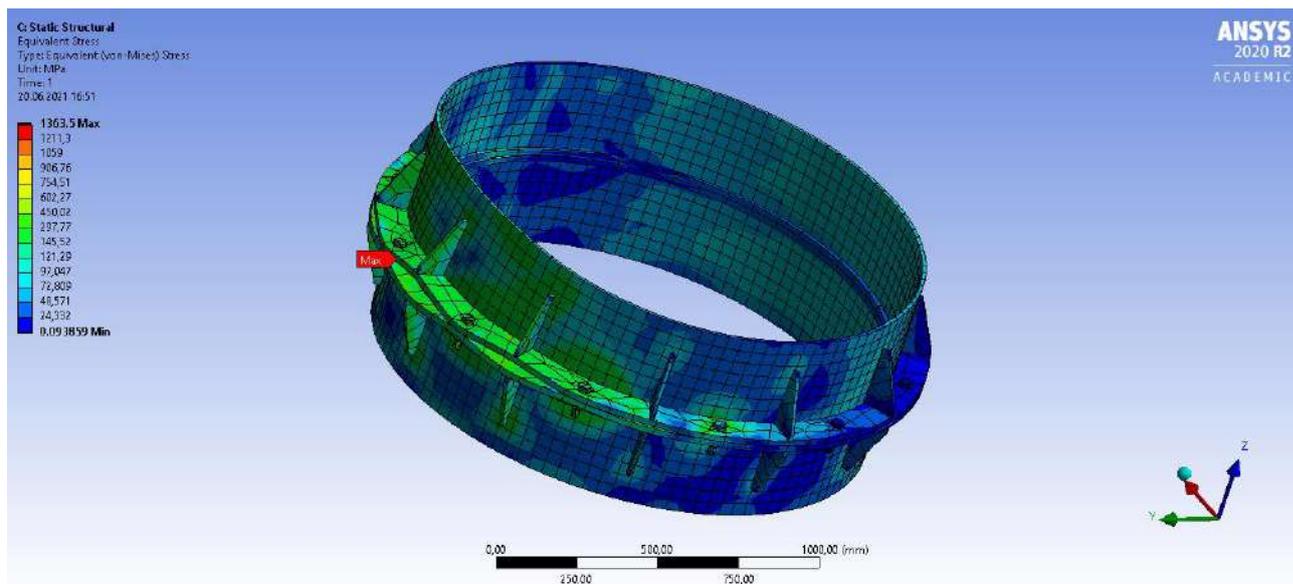


Рис. 4.1.21 Эпюра эквивалентных напряжений фланцевого узла.

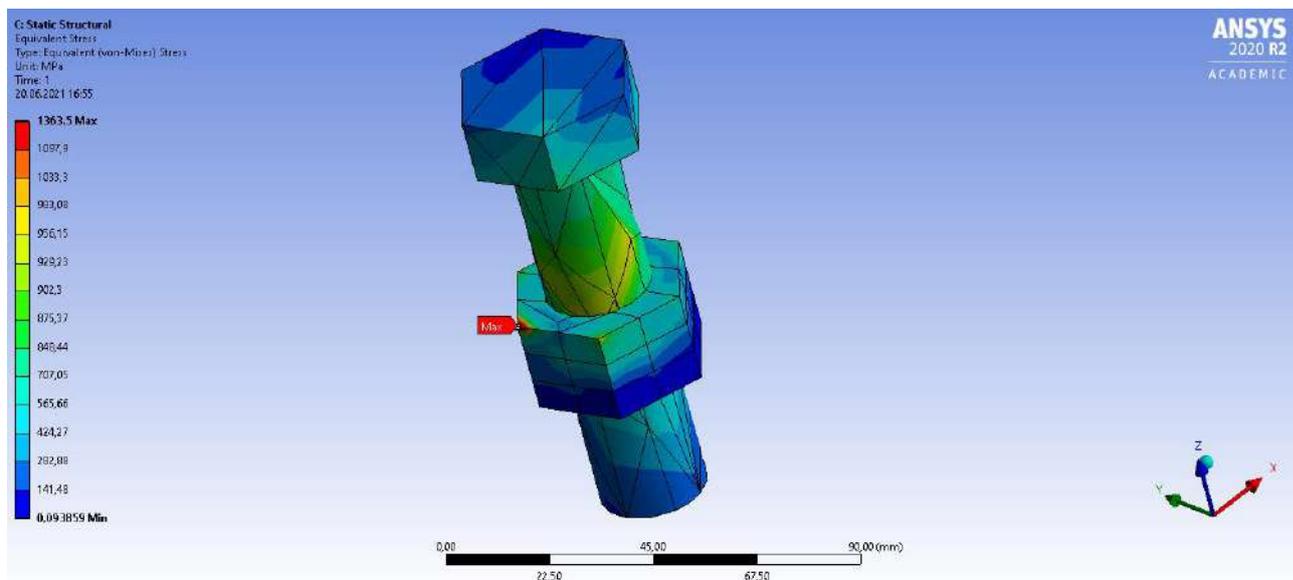


Рис. 4.1.21 Эпюра эквивалентных напряжений самого нагруженного болта.

#### 4.2. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СТЫКА ДЫМОВОЙ ТРУБЫ С ПРИМИНЕНИЕМ УЛУЧШЕННЫХ ФОРМ БОЛТОВ И ГАЕК.

##### 1. Геометрия болтового соединения:

Для расчета был принят фланцевый стык на высокопрочных болтах М24 класс прочности 10.9, формой разработанной в п.2, расположенных по внешней грани трубы равномерно распределенные 12 шт. Труба имеет толщину проката 16 мм. Также по контуру расположены ребра жесткости, которые крепятся на монтажной сварке. Фланец трубы 40 мм. Геометрия узла представлена на рисунке 4.2.1.

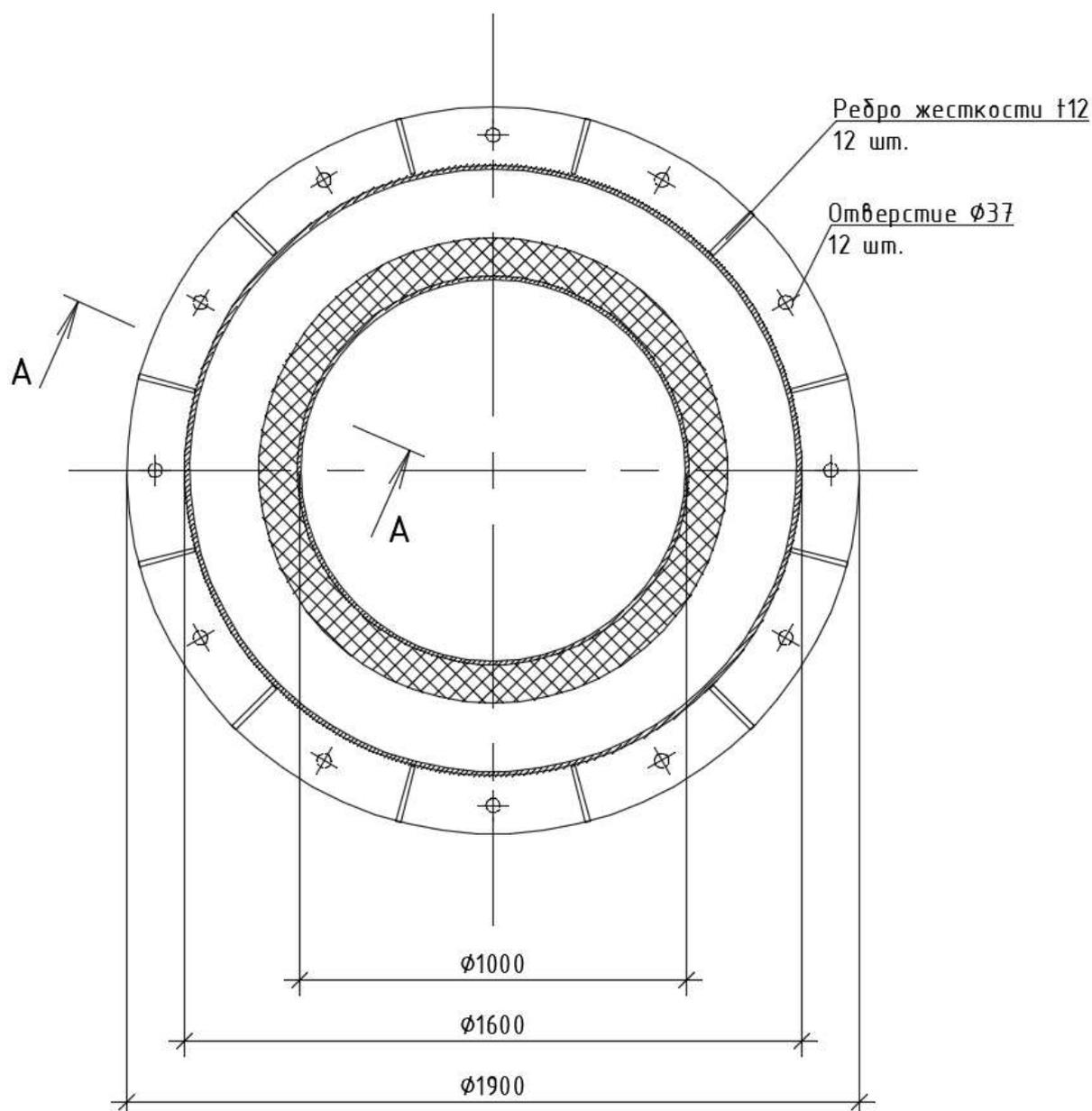


Рис. 4.2.1 Узел фланцевого стыка.

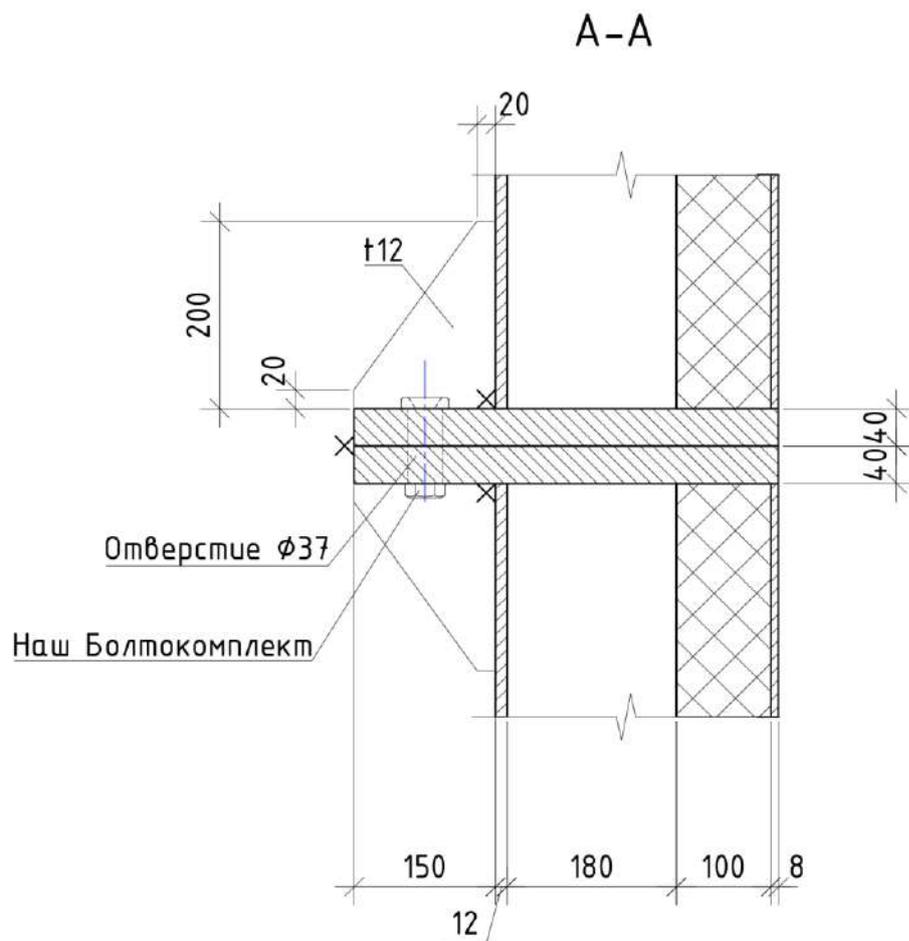


Рис. 4.2.2 Узел фланцевого стыка, разрез А-А.

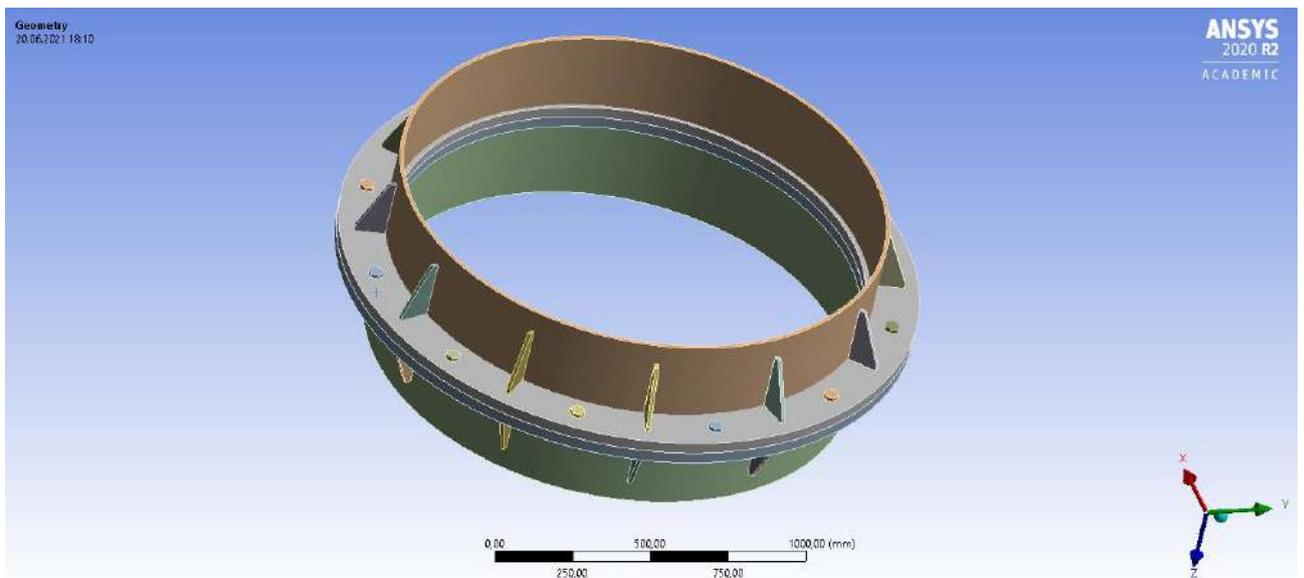


Рис. 4.2 3-d вид фланцевого соединения.

## 2. Задание характеристик материала расчетной модели в ANSYS R20.

Для высокопрочных болтов класса прочности 10.9 предел текучести равен:  $R_{bny}=935 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{bun}=1040 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,09$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{bun} / \delta = 1040 / 0.09 = 11555,55 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 3: Болт 10.9				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	9,35E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	1,1556E+10	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.2.4 Свойства материала высокопрочных болтов/гайки.

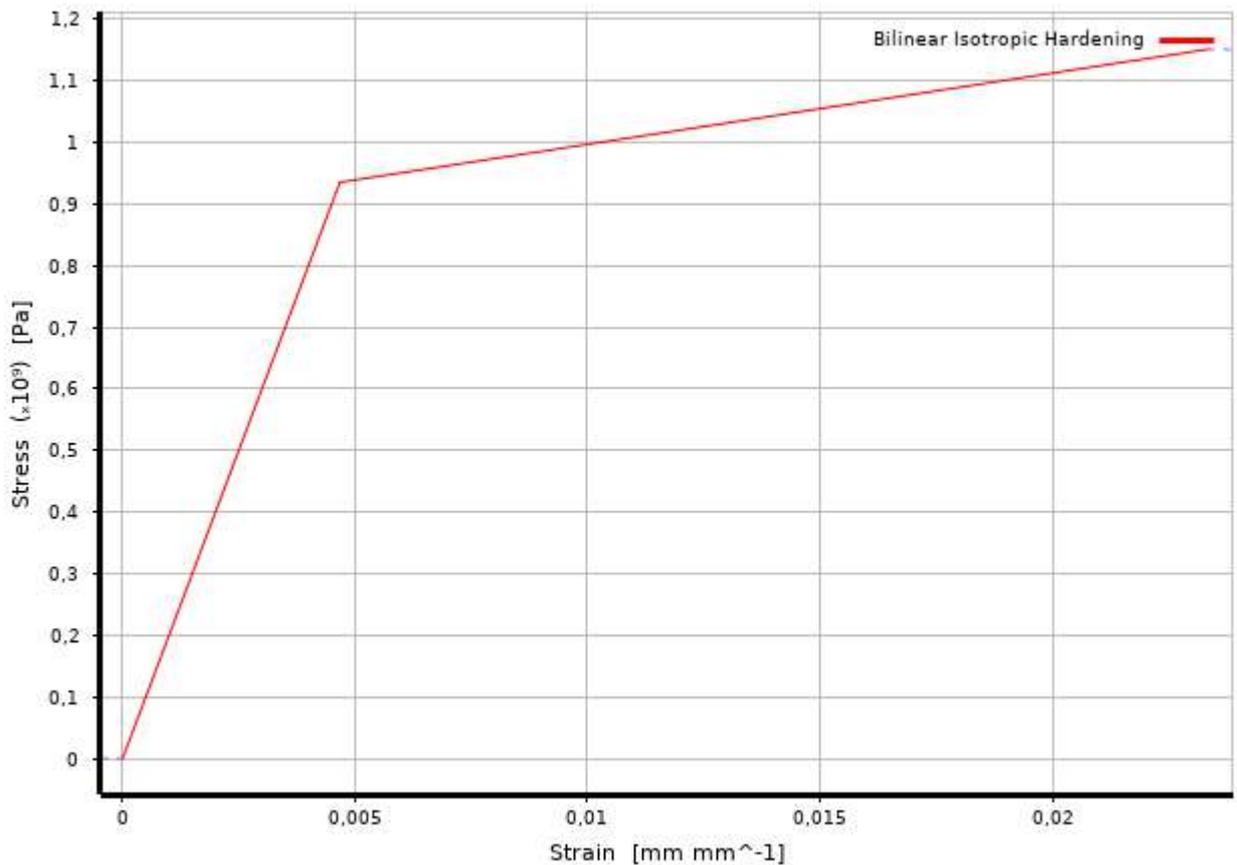


Рис. 4.2.5 Билинейный график работы высокопрочных болтов/гайки.

Сталь фланца t40: С345-3 предел текучести равен:  $R_{yn}=325 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{un}=470 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,21$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{un}/\delta = 470/0.21 = 2238 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 5: C345				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Bilinear Isotropic Hardening			
13	Yield Strength	3,25E+08	Pa	
14	Tangent Modulus	2,238E+09	Pa	
15	Strain-Life Parameters			
23	S-N Curve	Tabular		
27	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
28	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
29	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
30	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.2.6 Свойства материала фланца t40.

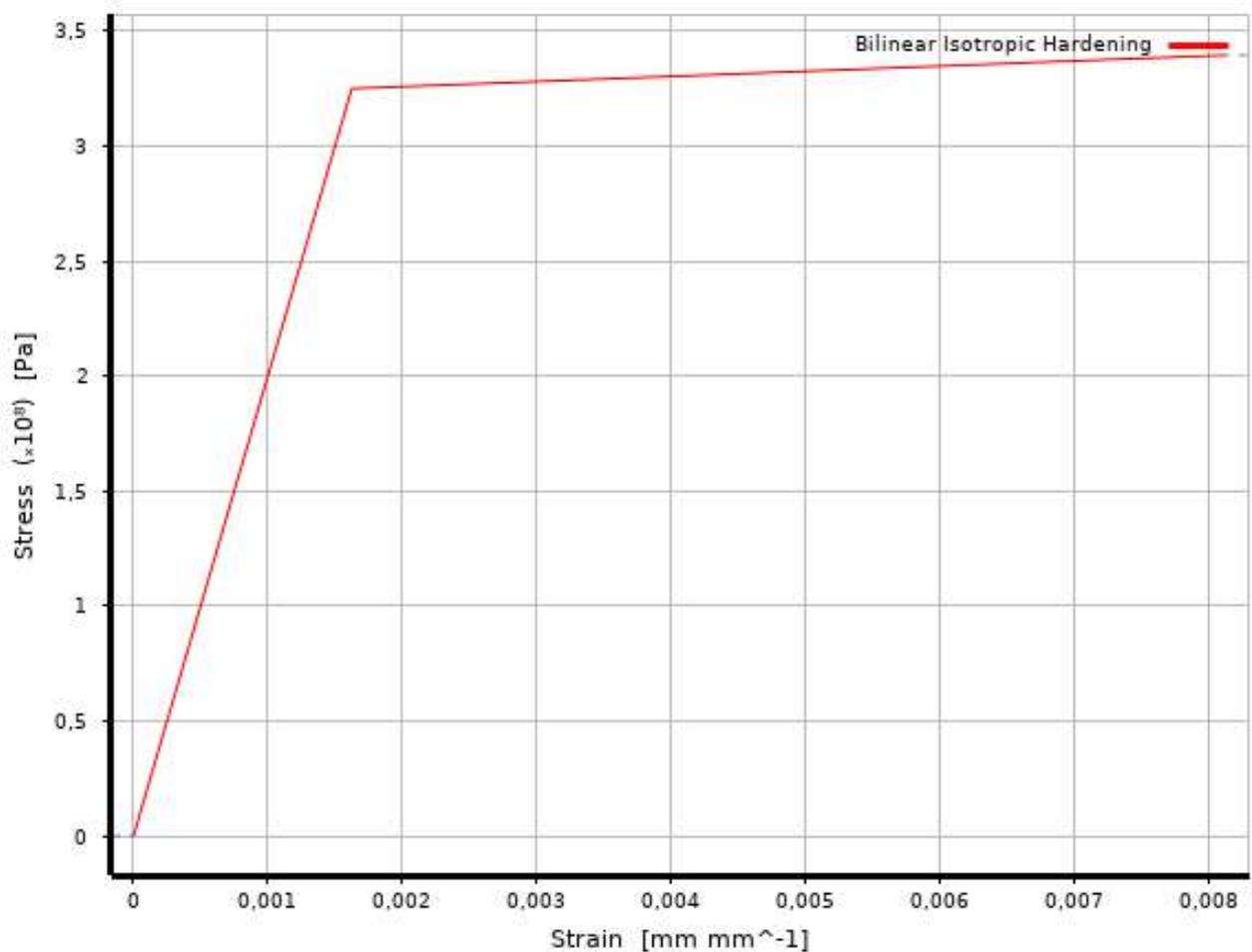


Рис. 4.2.7 Билинейный график работы фланца t40.

Сталь трубы и ребер жесткости: С255 предел текучести равен:  $R_{yn}=245 \text{ Н/мм}^2$ , временное сопротивление (предел текучести):  $R_{un}=370 \text{ Н/мм}^2$ , относительное удлинение после разрыва согласно [4]  $\delta=0,21$ . Тогда параметр Tangent Modulus равен:  $E' = R_{un} / \delta = 370 / 0.21 = 1809 \text{ Н/мм}^2$ .

Properties of Outline Row 4: C255				
	A	B	C	
	Property	Value	Unit	
1	Material Field Variables	Table		
2	Density	7,85E-06	kg mm <sup>-3</sup>	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Isotropic Elasticity			
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		
6	Young's Modulus	2E+11	Pa	
7	Poisson's Ratio	0,3		
8	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
9	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
10	Bilinear Isotropic Hardening			
11	Yield Strength	2,55E+08	Pa	
12	Tangent Modulus	1,809E+09	Pa	
13	Strain-Life Parameters			
14	S-N Curve	Tabular		
15	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
16	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
17	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
18	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рис. 4.2.8 Свойства материала фланца t40.

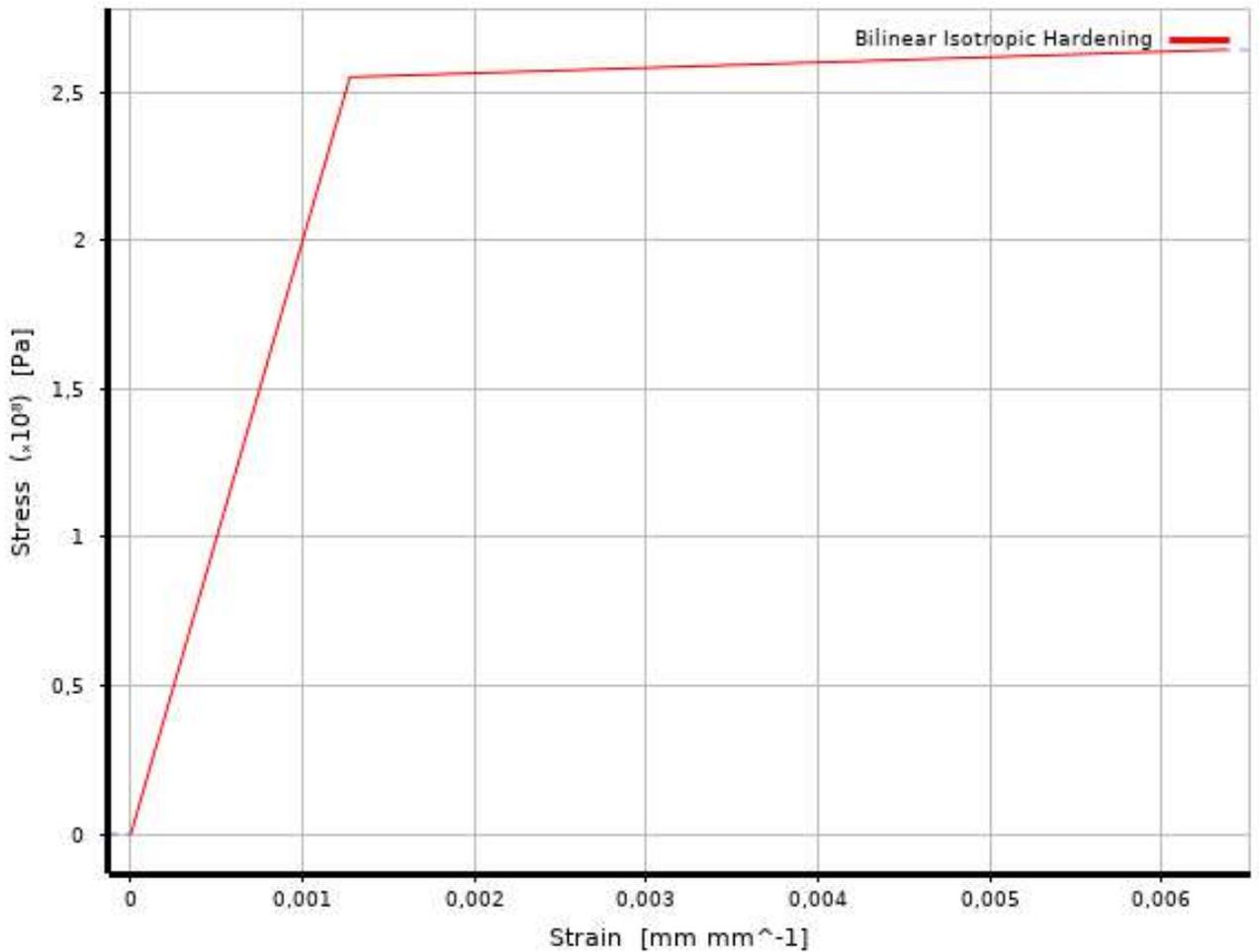


Рис. 4.2.9 Билинейный график работы фланца t40.

## 2. Моделирование контактов.

Для решения нашей задачи будем имитировать резьбу типом контакта Bonded. Соединение ребер жесткости с трубой и фланцем принимаем типом контакта Bonded. Контакты гаек и головки принимаем типом контакта Bonded. Контакт фланца с фланцем принимаем типом Rough.

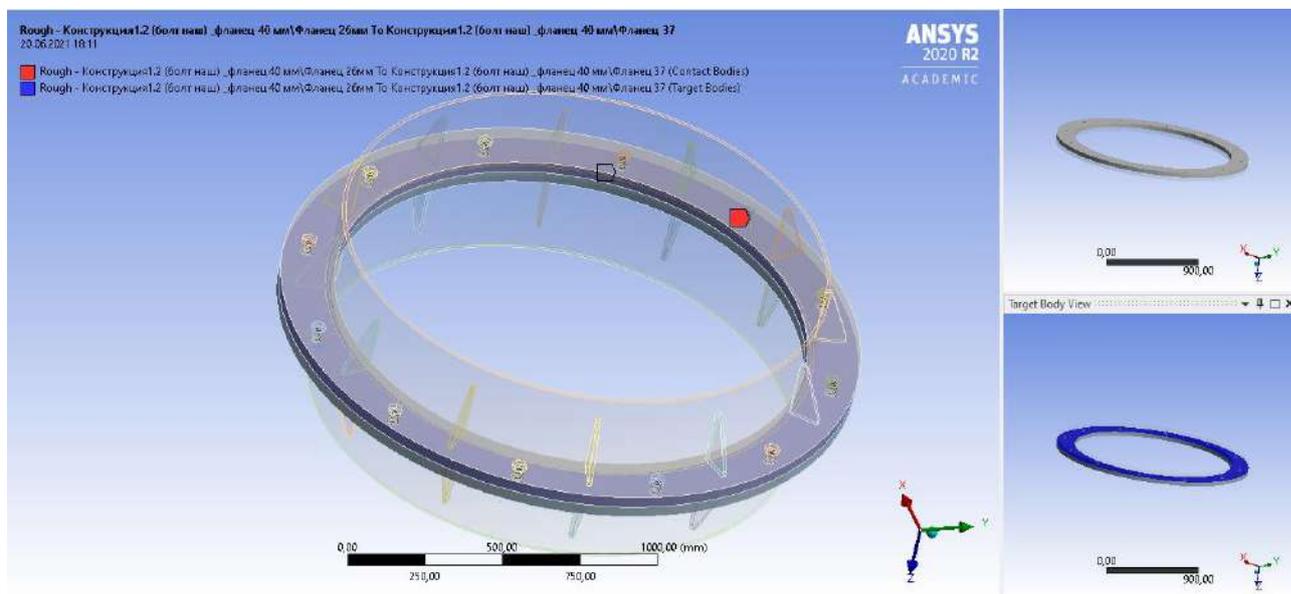


Рис. 4.2.10 Тип контакта фланца с фланцем.

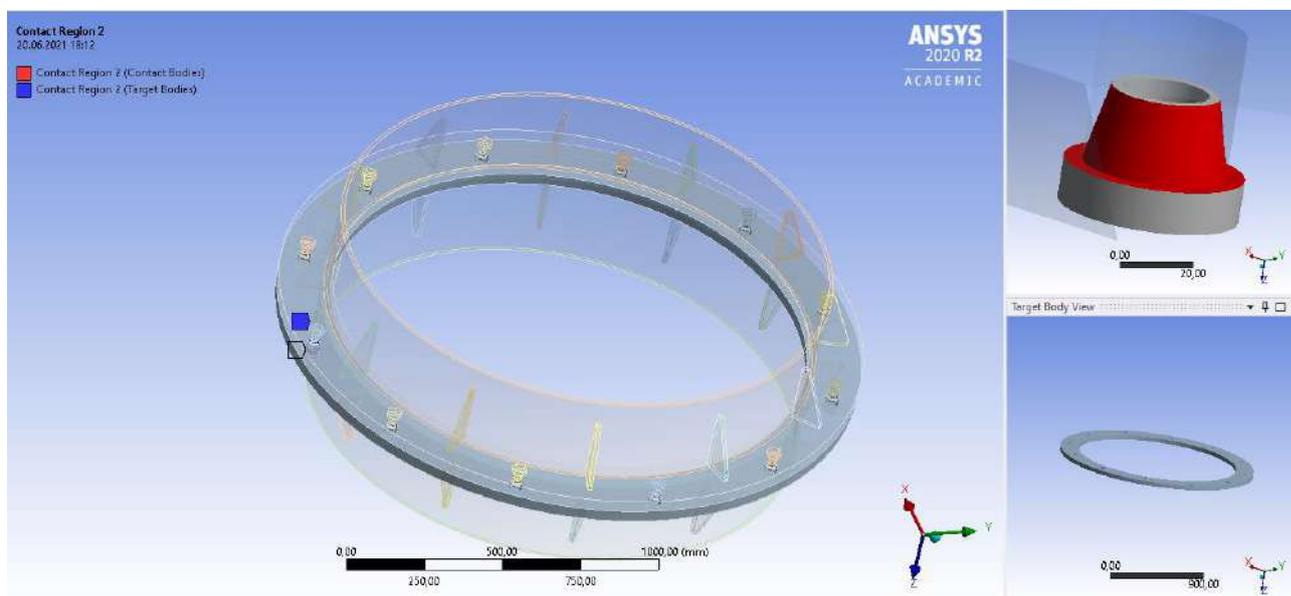


Рис. 4.2.11 Тип контакта гайки с фланцем.

Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

08.04.01.2021.077. ПЗ КНР

Лист  
134

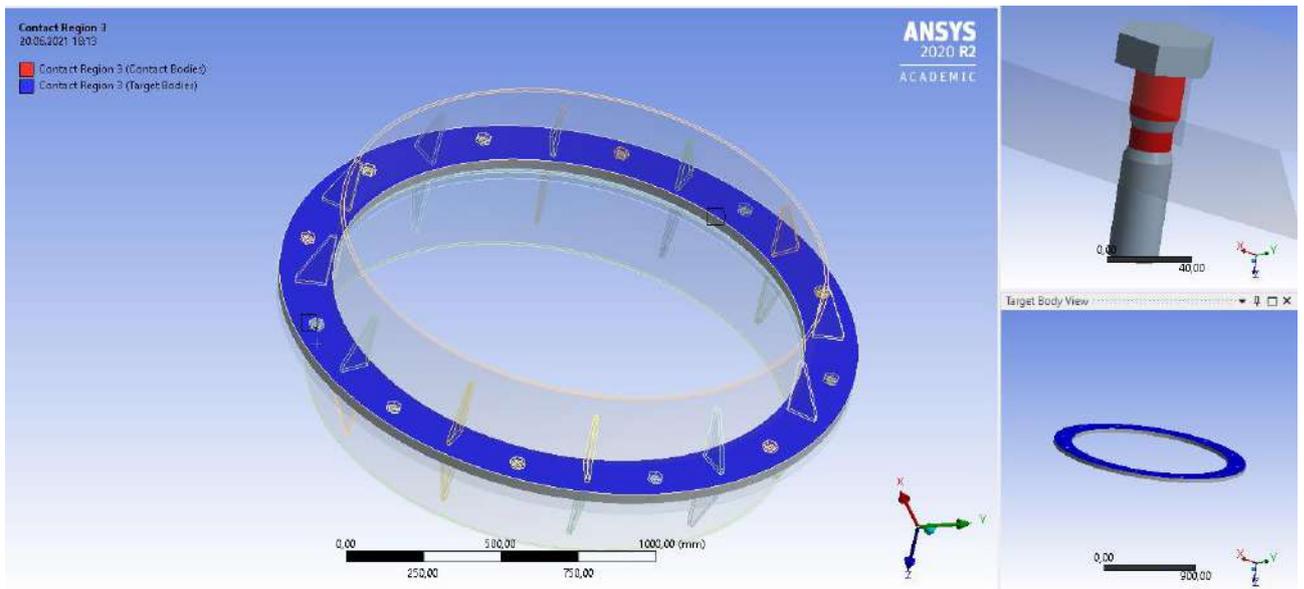


Рис. 4.2.13 Тип контакта головки болта с фланцем.

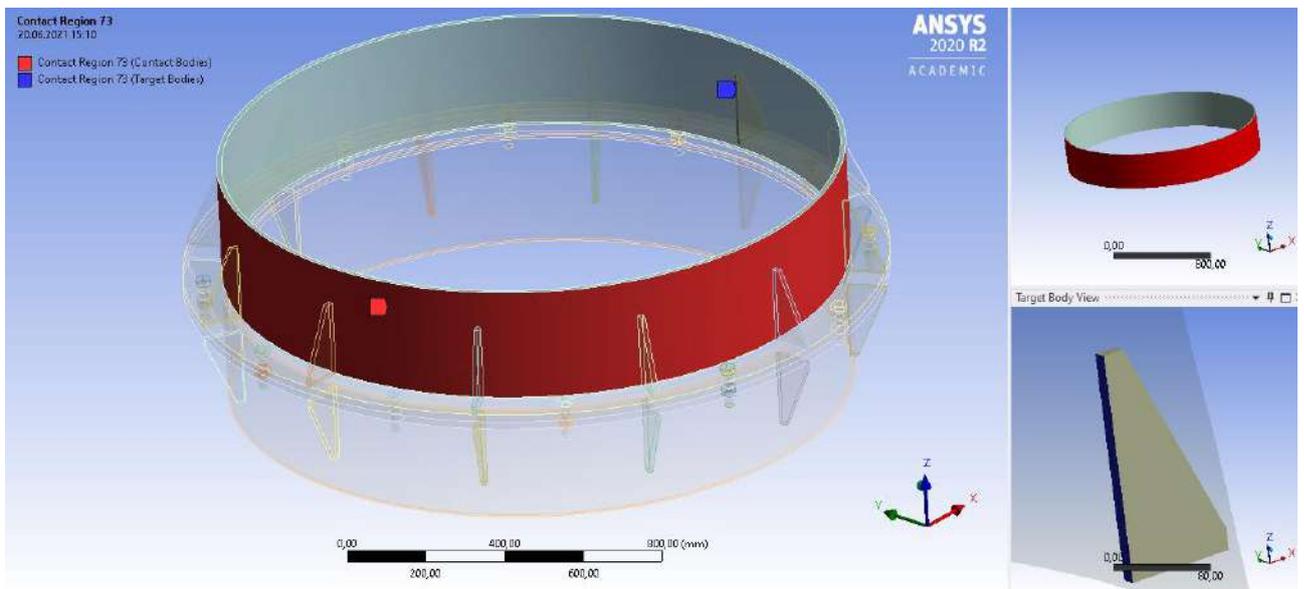


Рис. 4.2.14 Тип контакта ребра с трубой.

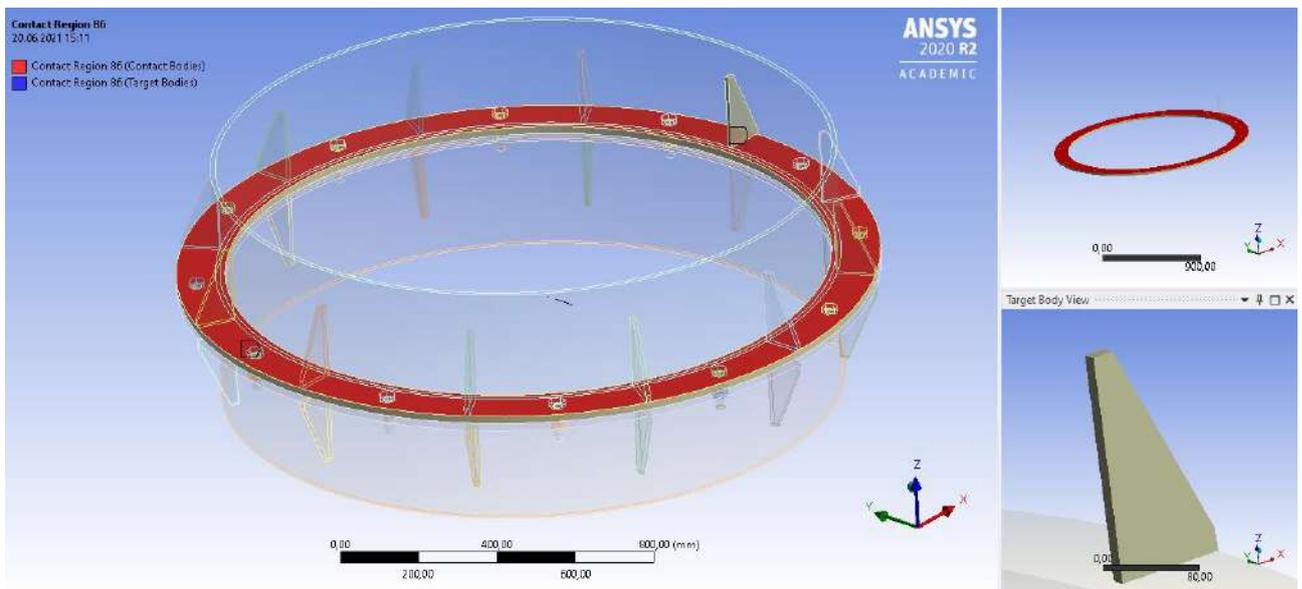


Рис. 4.2.15 Тип контакта ребра с фланцем.

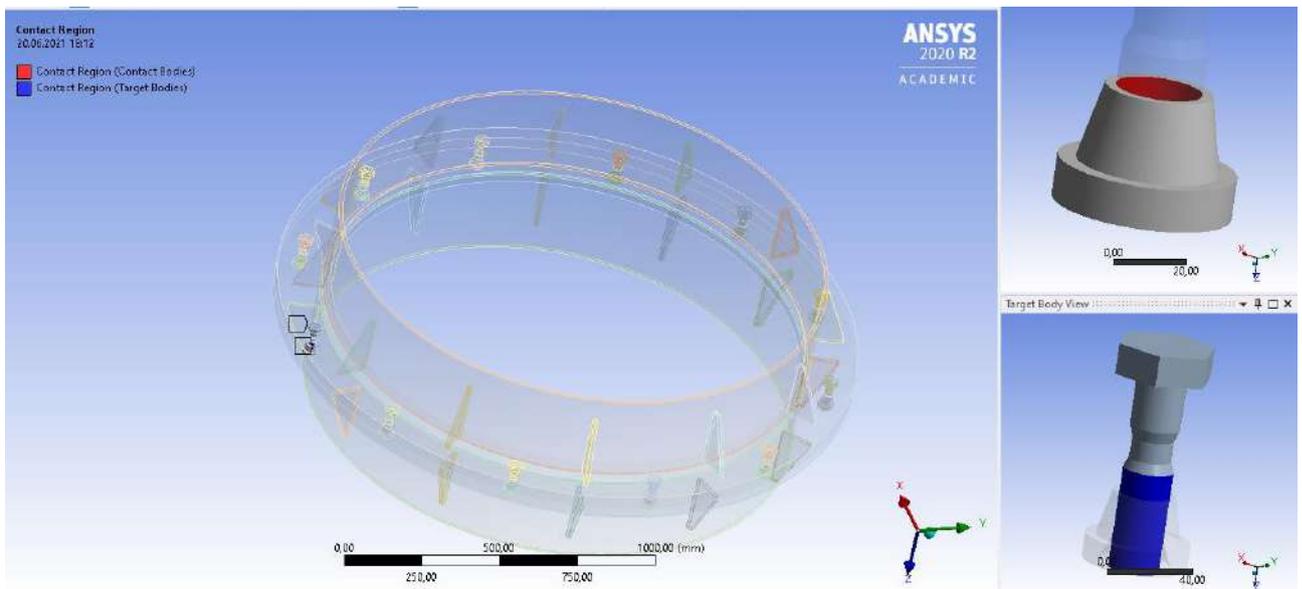


Рис. 4.2.16 Тип контакта болта с гайкой (имитация резьбы).

3. Задание нагрузки, закрепление модели связями, создание сетки конечных элементов.

Для закрепления модели будем использовать жесткое закрепление нижней плоскости трубы.

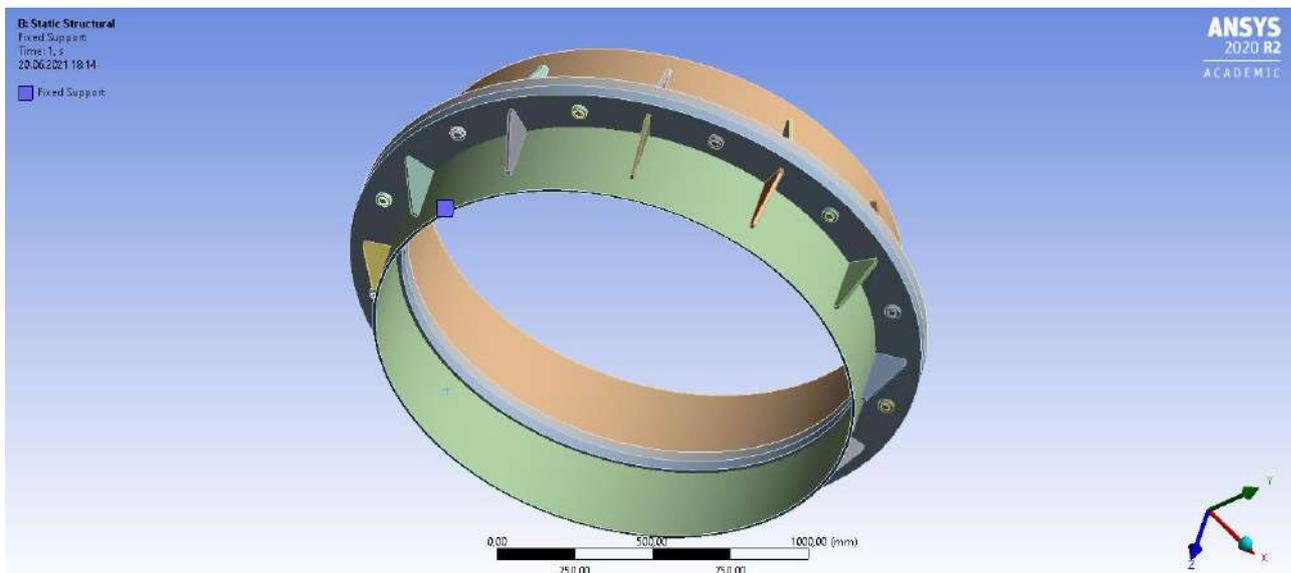


Рис. 4.2.17 Плоскость закрепления узла.

Нагрузки на узел будем передавать через верхнюю часть трубы. Усилия воздействующие на узел примем из п.3 данной работы.

Принятые нагрузки:

$$M_x = 208 \text{ т} \cdot \text{м} = 2040480000 \text{ Н} \cdot \text{мм}, N = 39,9 \text{ т} = 332559 \text{ Н}.$$

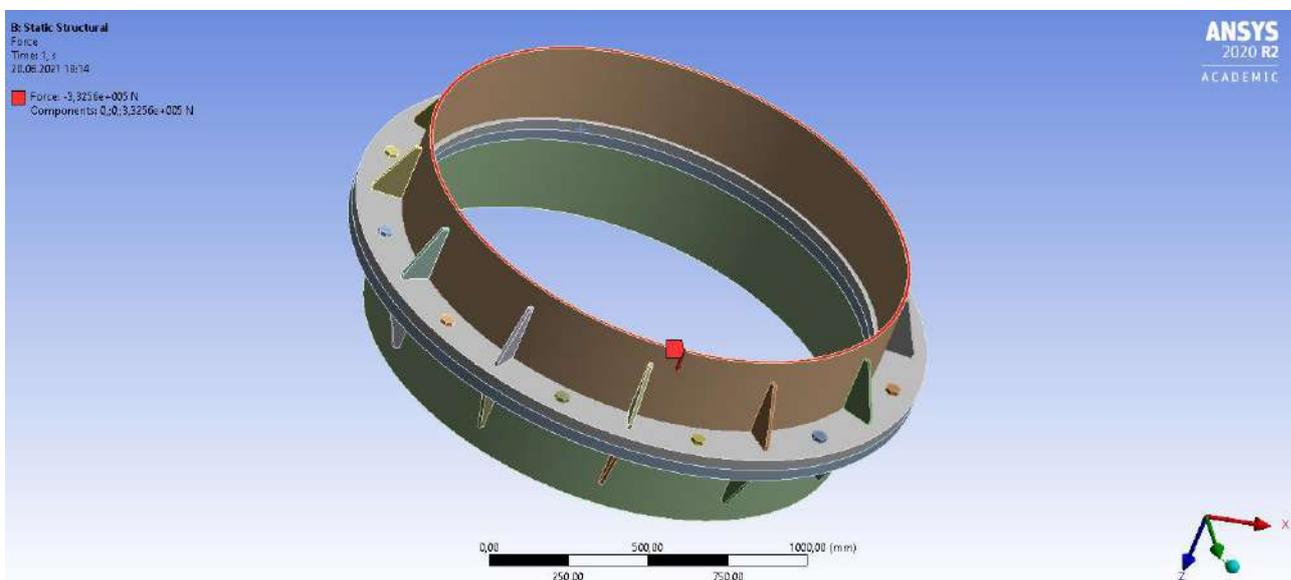


Рис. 4.2.18 Место приложения сжимающей силы на узел.

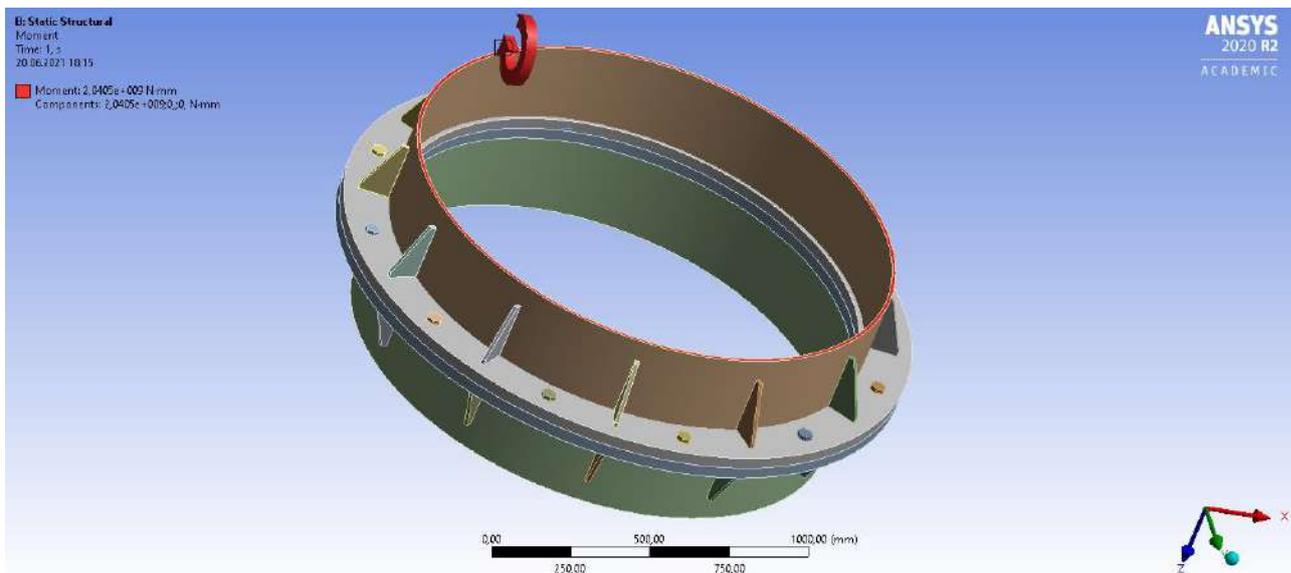


Рис. 4.2.19 Место приложения внешнего момента на узел (Mx).

Сетка конечных элементов была сгенерирована в автоматическом режиме. Размер одного конечного элемента 110 мм (для больших тел). Количество конечных элементов - 8284, количество узлов - 27818.

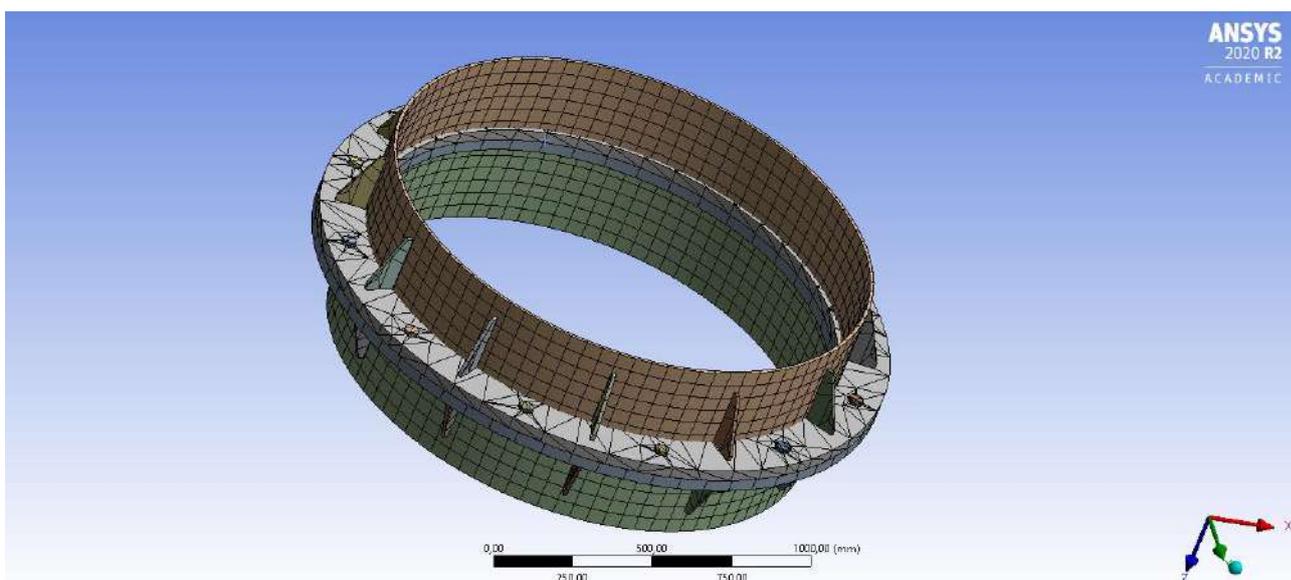


Рис. 4.2.20 Сетка конечных элементов болтового соединения.

#### 4. Результаты расчетов:

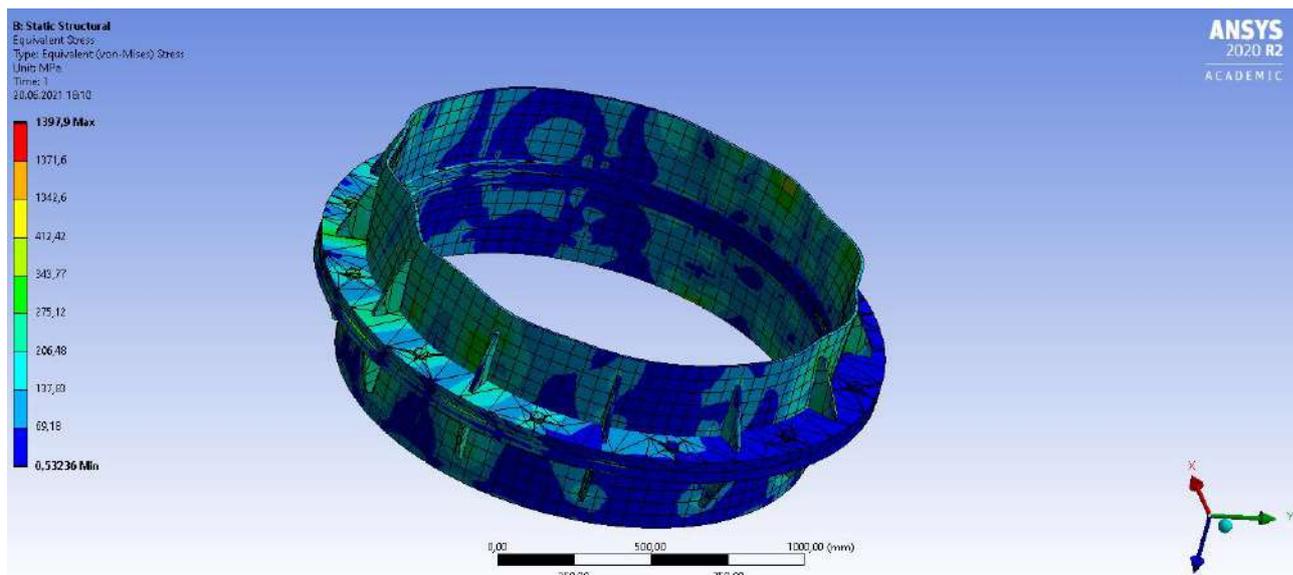


Рис. 4.2.21 Эпюра эквивалентных напряжений фланцевого узла.

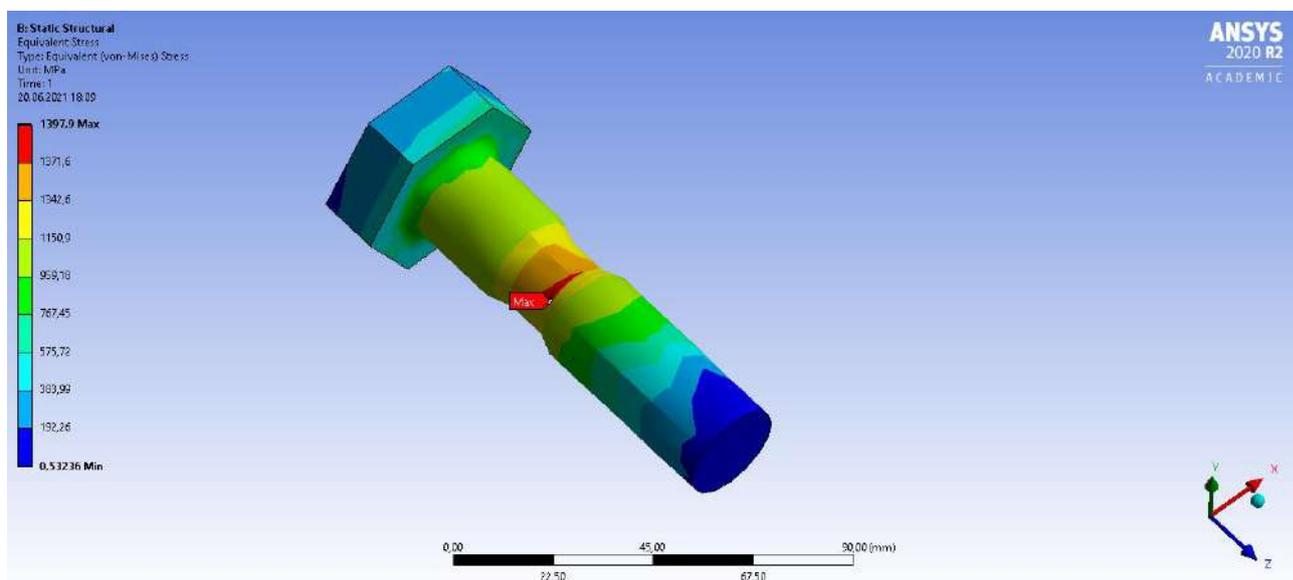


Рис. 4.2.21 Эпюра эквивалентных напряжений самого нагруженного болта.

Выводы по результатам расчетов фланцевых узлов:

Результаты расчетов фланцевых соединений со стандартными борткомплектами и болтом с гайкой улучшенной формы численными методами показали положительный результат.

Удалось снизить напряжения в контрольных точках 1, 2 на 52,5%, 6,5% соответственно. Также путем перераспределения напряжений удалось получить более равномерно распределённую эпюру напряжений, что свидетельствует о снижении коэффициент концентрации напряжений в местах с изменением геометрии болта.

Табл. 4.1 Сводная таблица результатов расчета.

	макс. напр. МПа	к.т. 1, МПа	к.т. 2, МПа	к.т. 3, МПа	к.т. 4, МПа
Узел на стандартных болтах	1363,5	1363,5	949,06	874,5	828,44
Узел на улучшенных болтах	1397,9	647,04	887,64	1084,4	914,4

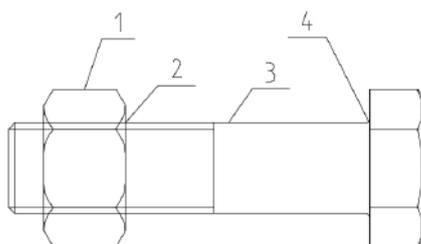


Рис. 4.2.22 Точки сравнения напряжений

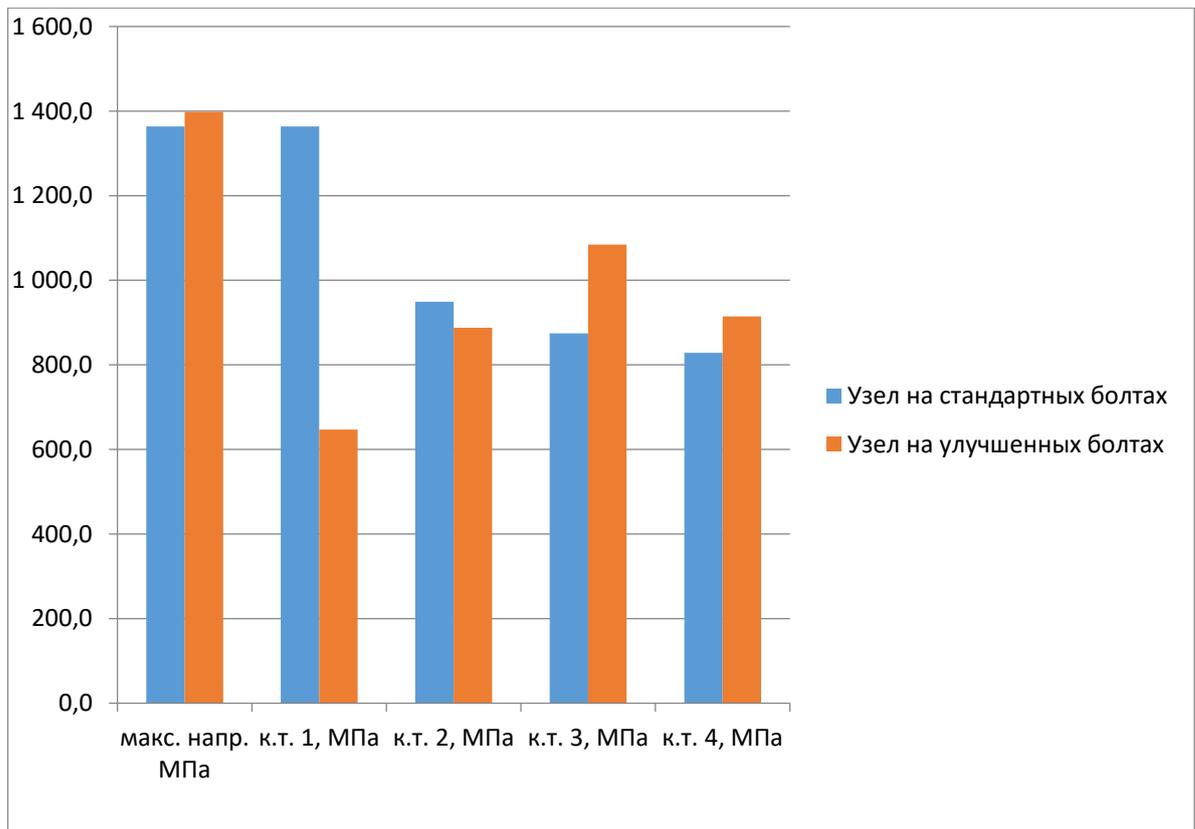


Рис. 4.2.23 Диаграмма напряжений по контрольным точкам для фланцевого соединения на разных типах болтов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате нашей работы мы разработали улучшенную форму гайки и болта для снижения концентраций напряжений; разработали улучшенную форму резьбового соединения для снижения концентраций напряжений и подтвердили полученные результаты на примере расчета фланцевого соединения дымовой трубы.

Результатами нашей работы мы добились снижения концентраций напряжений в опасных местах, где возникают дефекты замедленного хрупкого разрушения, что частично решает проблему замедленного хрупкого разрушения болтовых соединений на высокопрочных болтах. Так же с учетом наших наработок можно добиться большей долговечности конструкции дымовой трубы.

Для подтверждения наших результатов и применения данных форм болтов и гаек необходимо произвести натурные испытания высокопрочных болтов данной формы.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		142

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 16.13330.2017 Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81\*. – М.: Минстрой России, 2017. – 148 с.
2. ГОСТ 27772-2015 Прокат для строительных стальных конструкций. Общие технические условия. – Росстандарт, 2016. – 30 с.
3. СП 20.13330.2016 Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85\*. – М.: Минстрой России, 2016. – 95 с.
4. ГОСТ ISO 898-1-2014 Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей. Часть 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом резьбы. – Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2015. – 59 с.
5. СП 53-102-2004 Общие правила проектирования стальных конструкций. – ЦНИИСК им.Кучеренко, 2004. – 138 с.
6. ГОСТ 32484.3-2013 Болтокомплекты высокопрочные для предварительного натяжения конструкционные. Система HR – комплекты шестигранных болтов и гаек. – Росстандарт, 2014. – 32 с.
7. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учебное пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высш. Шк. 1991. – 319 с.
8. Super-High-Strength Bolt, "SHTB". - Nippon steel technical report No. 97, 2008 – 10 с.
9. Выдрин В.Н. Зубко О.В. Проблемы фланцевых соединений металлических дымовых труб при проведении экспертизы промышленной безопасности. – Тула, 2015 – 4 с.
10. Бруйка В.А. Инженерный анализ в Ansys Workbench. Часть 1: учебное пособие. – Самара: Изд-во СамГТУ, 2010. – 271 с.
11. Бруйка В.А. Инженерный анализ в Ansys Workbench. Часть 2: учебное пособие. – Самара: Изд-во СамГТУ, 2013. – 149 с.
12. Бирюков Н.И., Шаров В.М. Защита газоотводящих стволов от коррозии. – Киев: Будивельник, 1985.

					08.04.01.2021.077. ПЗ КНР	Лист
	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		143

13. Рекомендации по расчету, проектированию, изготовлению и монтажу фланцевых соединений стальных строительных конструкций. – СО Стальмонтаж, ВНИПИ Промстальконструкция, ЦНИИПСК им. Мельникова. – М., 1988. – 83 с.
14. Семенов А.А. Напряженно-деформированное состояние высокопрочных болтов фланцевых соединений в укрупнительных стыках стропильных ферм. – Инженерно-строительный журнал. – 2014.
15. Бирюлев В.В., Катюшкин В.В. Проектирование фланцевых соединений с учетом развития пластических деформаций // Труды международного коллоквиума «Болтовые и специальные монтажные соединения в стальных строительных конструкциях». – Том 2. – М.: ВНИПИ Промстальконструкция. – 1989.
16. Промышленные и вентиляционные трубы. Справочное пособие. – М.:Теплотехник, 2004. – 464 с.
17. Аварии и катастрофы. Кн.4 под ред. Котляревского В.А. и Забегаева А.В. М.: Изд-во АСВ, 1998. – 203 с.
18. Бахрачева Ю.С. Оперативная оценка склонности материалов к хрупкому разрушению при статическом и циклическом нагружении: Дис. –Великий Новгород, 2004. – 126 с.
19. Беляев б.И., Корниенко В.С. Причины аварий стальных конструкций и способы их устранения. М.: Стройиздат, 1968.
20. Гладштейн Л.И., Ларионова Н.П. Структура и хладостойкость строительной стали. Исследование хрупкой прочности строительных металлических конструкций. Труды института. Изд. ЦНИИПСК, 1982.
21. Дымовые трубы / Ельшин. А.М., Ижорин М.Н., Жолудов В.С., Овчаренко А.Б.; Под ред. Сатьянова С.В. – М.: Стройиздат, 2001. – 296 с.
22. Теплых А.В. Оценка предельной несущей способности фланцевого соединения на высокопрочных болтах // Строительная механика и расчет сооружений. – 2011.

## ПРИЛОЖЕНИЕ К РАСЧЕТНОМУ КОМПЛЕКСУ ANSYS

Фиолетовым на графике показана невязка Ньютона-Равсона при решении методом итераций, зеленой пунктирной линией график разделен на этапы нагружения. Если невязка (фиолетовый цвет) опускается ниже линии критерия то расчет сходится на данном этапе.

Force Convergence

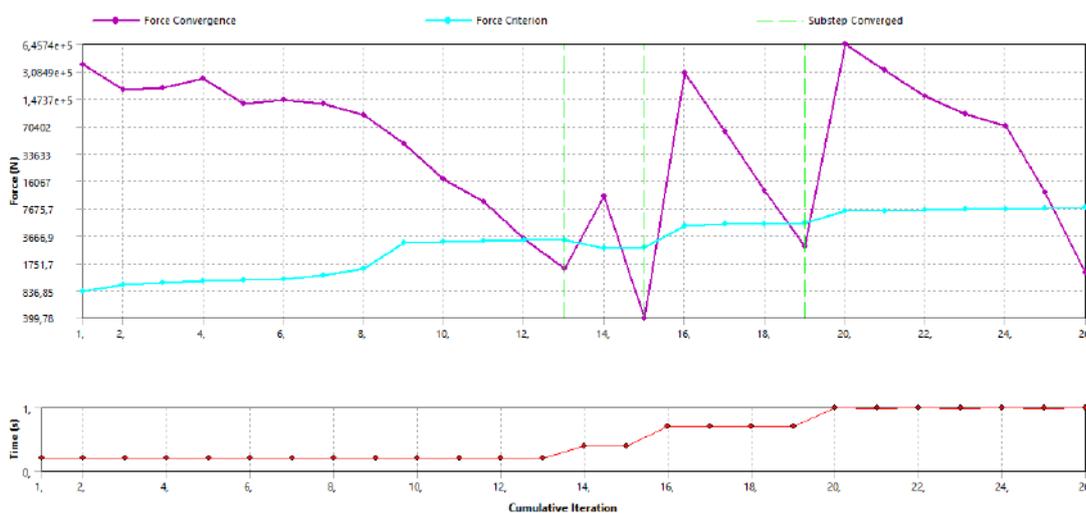


Рис. 1. График сходимости расчета узла фланцевого соединения на улучшенных болтах и гайках.

Force Convergence

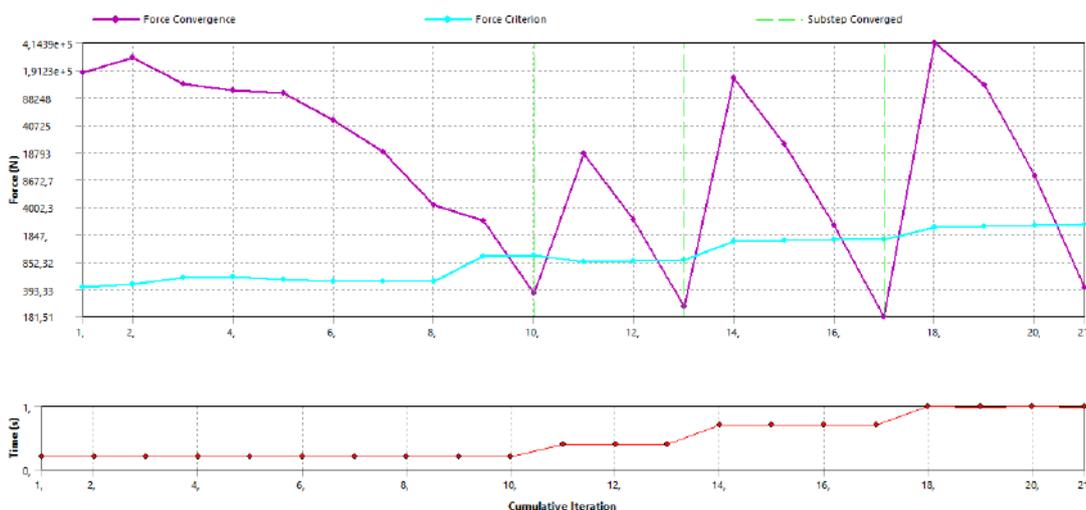


Рис. 2. График сходимости расчета узла фланцевого соединения на стандартных болтах и гайках.

Force Convergence

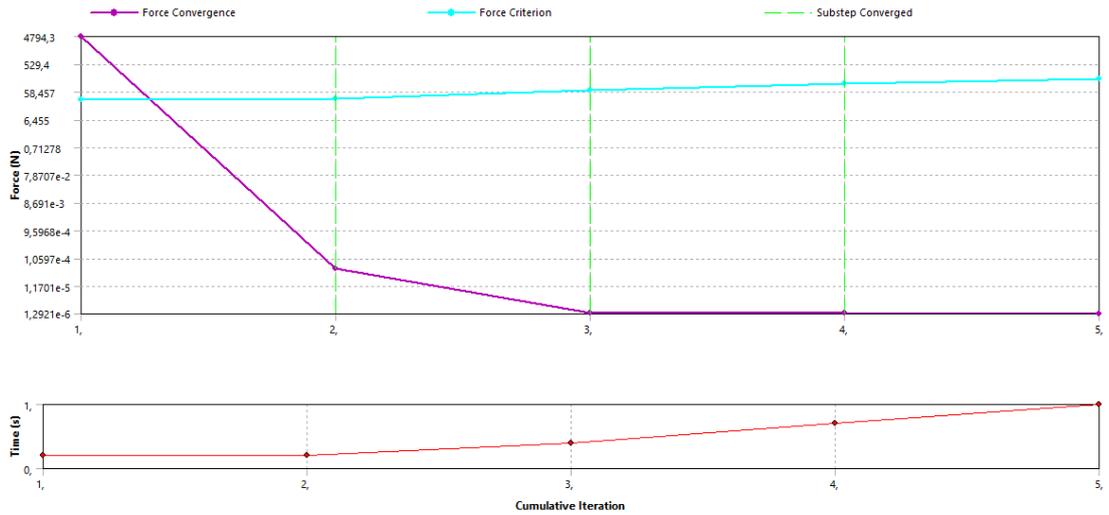


Рис. 3. График сходимости расчета стандартного резьбового соединения.

Force Convergence

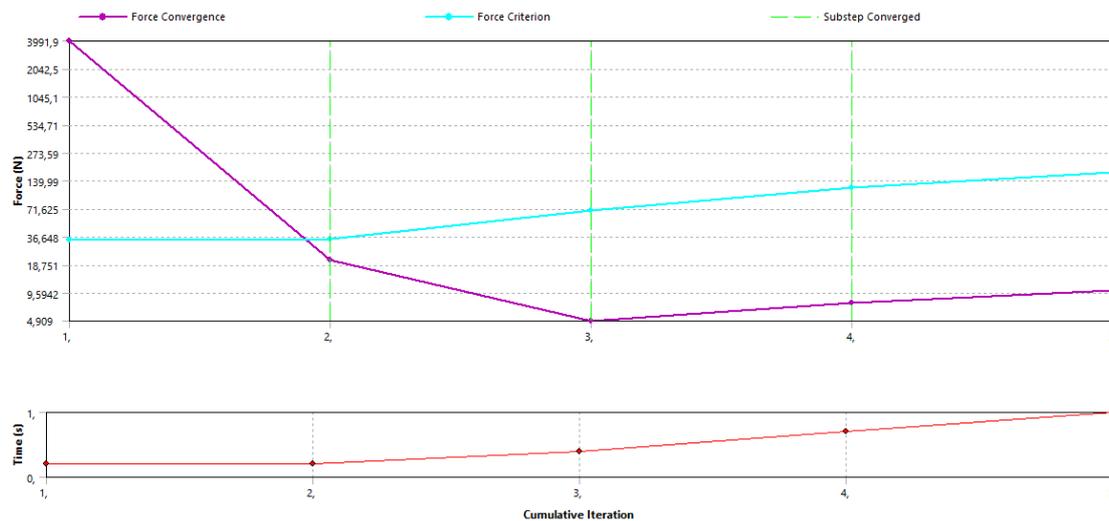


Рис. 4. График сходимости расчета улучшенного резьбового соединения.

Force Convergence

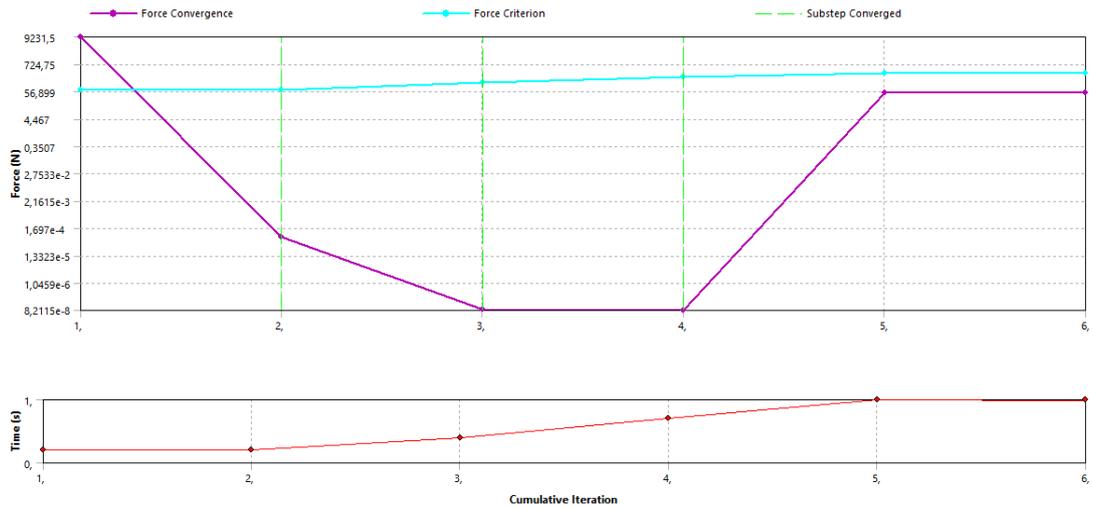


Рис. 5. График сходимости расчета болтового соединения по ГОСТ.

Force Convergence

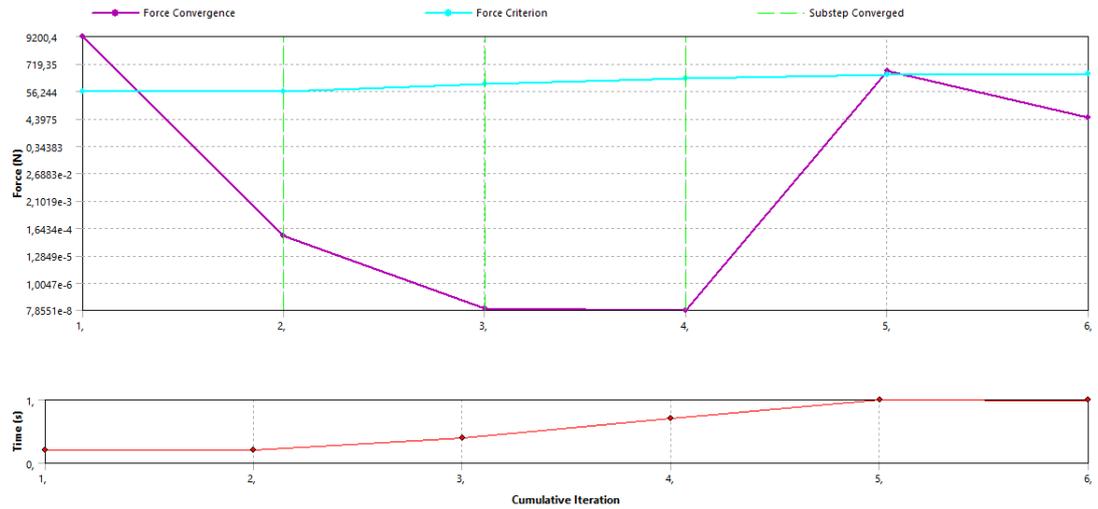


Рис. 6. График сходимости расчета болта по ГОСТ с улучшенной гайкой.

Force Convergence

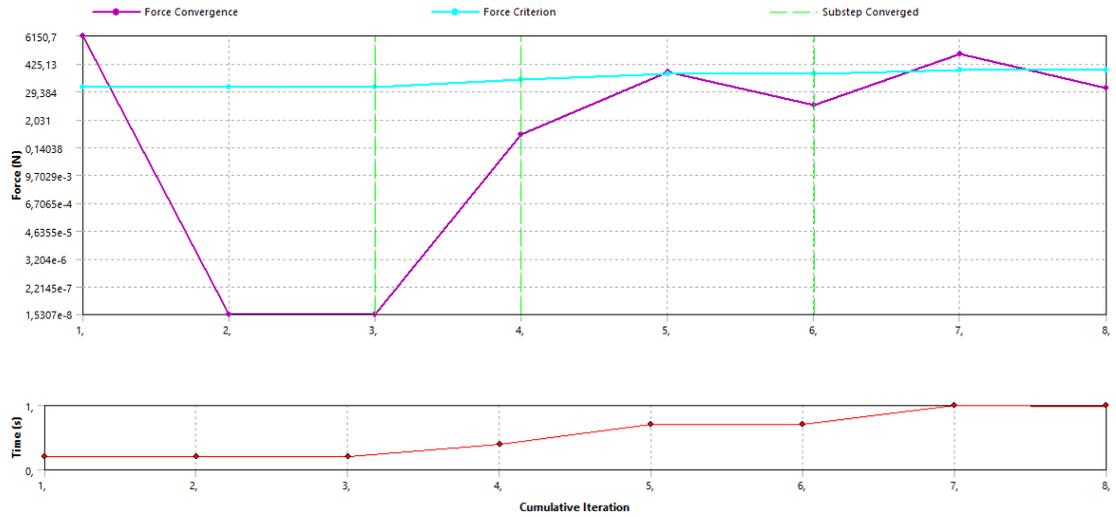


Рис. 7. График сходимости расчета улучшенного болтового соединения.

Force Convergence

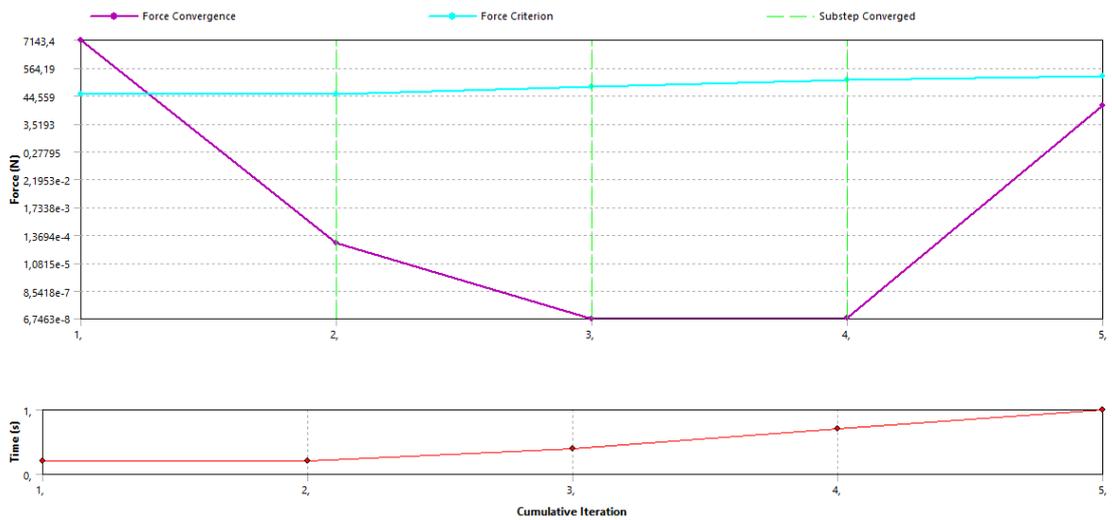


Рис. 8. График сходимости расчета гайки вариант А.

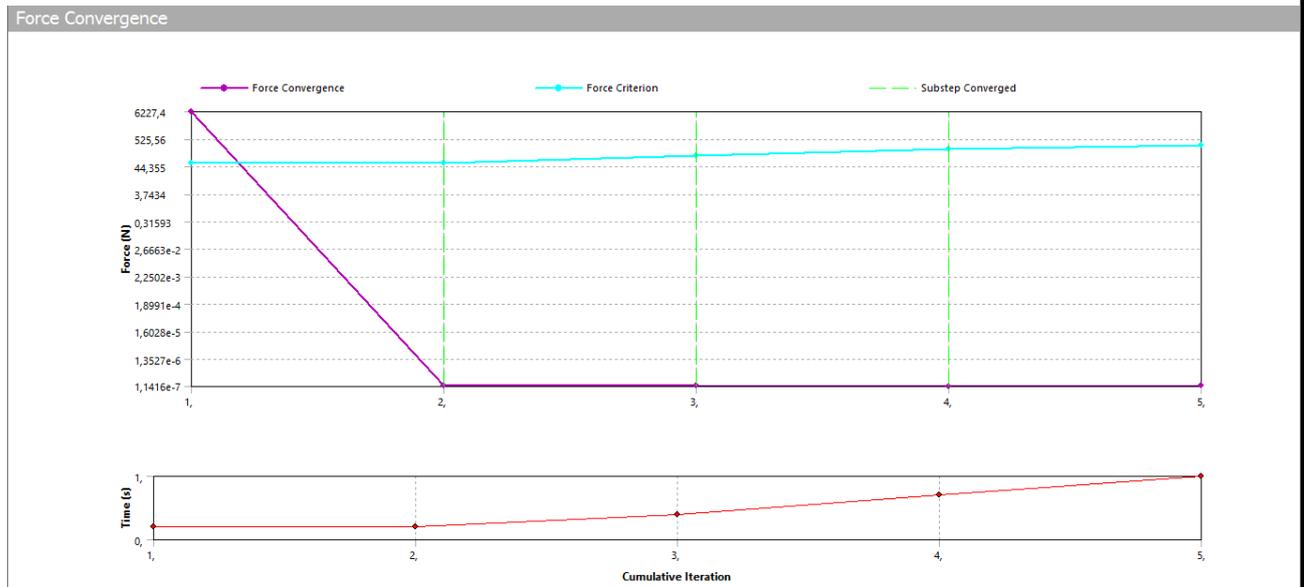


Рис. 9. График сходимости расчета гайки вариант Б.

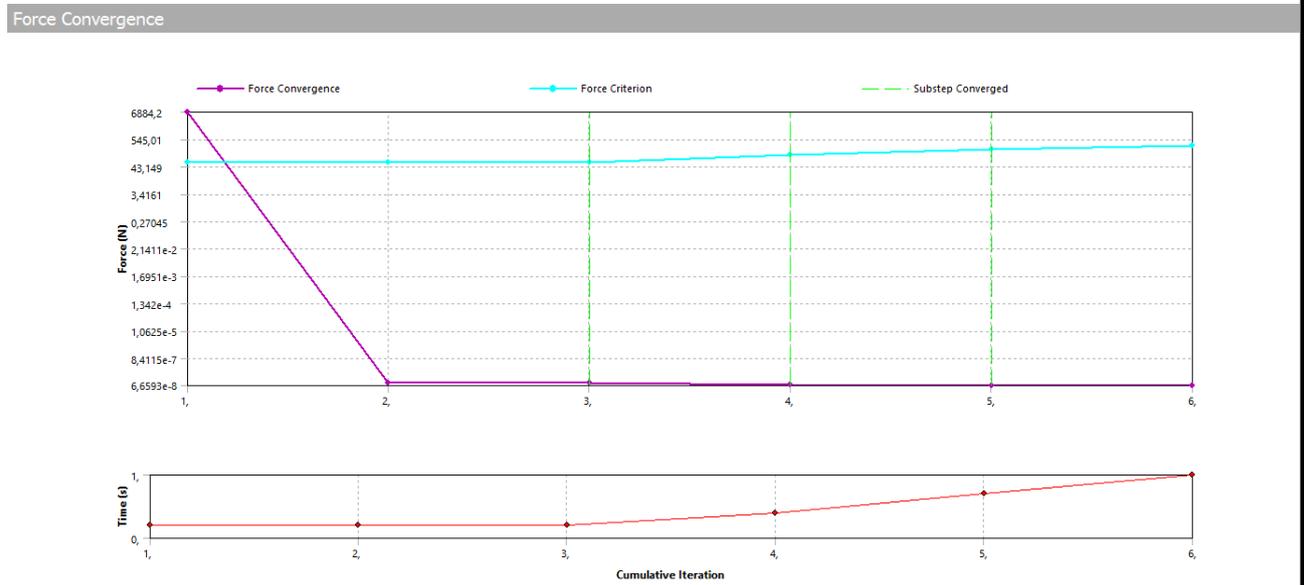


Рис. 10. График сходимости расчета гайки вариант В.

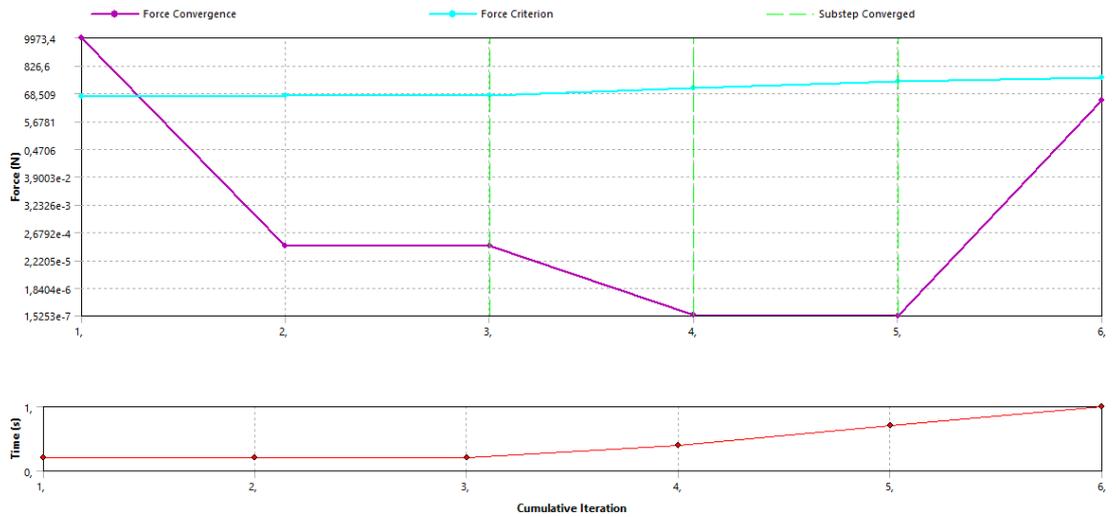


Рис. 11. График сходимости расчета гайки вариант Г.