



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

Кафедра Автомобили  
(название кафедры)

Допустить к защите  
зав. кафедрой  
1 / 1 /  
« 22 » июня 2021г.

Смирнов Станислав Сергеевич  
(Фамилия, Имя, Отчество обучающегося)

### ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему: Тренирование и исследование ведущего моста для автомобиля ИАЗ „Патриот“

шифр и направление подготовки / специальность  
23.05.01 „Наземные транспортно-технологические средства“

направленность (профиль) / специализация специалитет  
группа БАЗ

Автор ВКР

С.С. Смирнов / Смирнов С.С. /  
(Ф.И.О., подпись, дата)

Руководитель ВКР

В.И. Осипов / Осипов В.И. /  
(Ф.И.О., подпись, дата)

Консультант(ы) ВКР

Е.А. Чирканова / Чирканова Е.А. /  
(Ф.И.О., подпись, дата)  
Е.В. Шашкина / Шашкина Е.В. /  
(Ф.И.О., подпись, дата)

Москва  
2021

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

Кафедра

Автомобили

Шифр и направление подготовки / специальность 23.05.01, «Новые транспортно-технологические средства»  
направленность (профиль) / специализация специалист

УТВЕРЖДАЮ  
зав. кафедрой

«22» июне 2021 г.

ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Смирнов Станислав Сергеевич

(фамилия, имя, отчество полностью)

Тема ВКР Проектирование и исследование ведущего моста для автомобиля УАЗ «Патриот»

утверждена приказом МАДИ от «22» 04 2021 г. № 1183 см

1. Исходные данные по ВКР:

Базовый автомобиль УАЗ Патриот (УАЗ-3163)  
(базовая организация, направление,

2016-н.в., двигатель ЗМЗ-40906 (2,7 л), полный привод (4WD), тип двигателя бензин

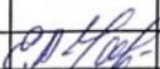

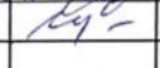
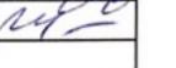
характер работы: НИР, заказ производства, университета)

максимальная мощность 135 л.с., максимальный крутящий момент 217 Н.м при 2500 об/мин, стандартный размер колеса 225/75R16, ПП 29/8

2. Обоснование темы ВКР и перечень, подлежащих разработке вопросов:

В проекте рассматривается создание твердотельных элементов ведущего моста легкового автомобиля УАЗ Патриот при помощи программного комплекса SolidWorks. Рассматривается также процесс сборки ведущего моста из созданных твердотельных элементов. Описан процесс статического нагружения корпуса дифференциала и главной передачи, путем создания сборок из отдельных элементов, создание сетки объектов, создание срезов и приложений крутящего момента. На основе результатов, полученных после статических нагружений главной передачи при приложенных различных крутящих моментах, соответствующих тем знаменным моментам, которые приходят на вал ведущей шестерни в зависимости от включенной передачи коробки передач, были сделаны соответствующие исследования, результатами которых стали значения количества циклов до отказа. После те количества циклов были пересчитаны в пробег.

автомобиле в км/ч, с помощью значений описанной  
схружности колеса и передаточного отношения главной  
передачи

№ п/п	Наименование этапа работы (раздела)	Ф.И.О. должность, уч. степень, звание руководителя / консультанта (этапа работы раздела)	Срок выполнения этапа, раздела	Подпись, дата	
				Задание выдал	Задание принял
1.	Экономический	К.Э.Н. Чибриканов В.А.			
2	ПЭБ	к.т.н. Масленникова Е.В.			

Руководитель ВКР

  
(подпись, дата)

Чибриканов В.А.  
/Фамилия И.О./

Задание принял  
к исполнению


  
(подпись, дата)

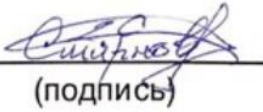
Масленникова Е.В.  
/Фамилия И.О./

### КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов работы	Сроки выполнения этапов работы	Примечание
1	Написание главы №1	15.04.21	—
2	Написание главы №2	20.04.21	—
3	Написание главы №3	25.04.21	—
4	Написание главы №4	05.05.21	—
5	Написание главы №5	10.05.21	—
6	Написание заключения	15.05.21	—
7	Извержение раздела ВЭД	01.06.21	—
8	Извержение раздела экономики	02.06.21	—
9	Получение подписей	05.06.21	—
10	Подготовка презентации	10.06.21	—
11	Защита ВКР	23.06.21	—

Дата выдачи задания «05» 02 2021г.

Руководитель  Осипов В.И.  
(подпись) (фамилия, инициалы)

Задание принял к исполнению  Смирнов С.С.  
(подпись) (фамилия, инициалы)

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	7
1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ЛЕГКОВОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С КОНИЧЕСКОЙ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ....	10
1.1. Проектирование зубчатого зацепления конической главной передачи .....	10
1.1.1. Расчет характеристик зубчатых колес передачи с круговым зубом .....	10
1.1.2. Построение зубчатых колес главной передачи в программной среде SolidWorks GearTrax .....	12
1.2. Проектирование зубчатого зацепления симметричного конического дифференциала.....	15
1.2.1. Расчет характеристик зубчатых колес симметричного конического дифференциала с прямыми зубьями .....	15
1.2.2. Построение зубчатых колес симметричного конического дифференциала в SolidWorks GearTrax .....	17
1.3. Моделирование сборки центрального редуктора .....	19
1.3.1. Проектирование эскизной компоновки дифференциала.....	19
1.3.2. Моделирование деталей центрального редуктора .....	21
1.3.3. Построение 3D сборки центрального редуктора .....	25
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕДУЩЕГО МОСТА ЛЕГКОВОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ .....	28
2.1. Создание 3D модели корпуса ведущего моста .....	28
2.2. Построение 3D модели полуосей .....	30
2.3. Создание 3D модели сборки ведущего моста .....	32
3. ПРОЧНОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ВЕДУЩЕГО МОСТА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (МКЭ).....	35
3.1. Проверка нагруженности корпуса дифференциала методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation .....	36
3.2. Облегчение корпуса дифференциала и проверка его нагруженности методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation .....	39
3.3. Исследование нагруженности зубчатого зацепления главной передачи методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation .....	41
3.4. Исследование нагруженности главной передачи при разном приходящем на нее крутящем моменте методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation.....	45
3.5. Исследование долговечности главной передачи методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation .....	47
3.6. Облегчение главной передачи, проверка её нагруженности и исследование её долговечности методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation	51
4. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИНЖЕНЕРА-КОНСТРУКТОРА ПРИ РАБОТЕ НА ПЭВМ .....	56

4.1. Классификация вредных и опасных факторов, влияющих на человека, работающего на ПЭВМ .....	56
4.2. Общие эргономические требования и требования к производственной среде .....	59
4.2.1. Требования к микроклимату .....	59
4.2.2. Требования к освещению .....	60
4.2.3. Требования к шуму .....	61
4.2.4. Требования к электромагнитному излучению .....	62
4.2.5. Требования к качеству воздуха.....	63
4.3. Вывод по разделу ПЭБ .....	64
<b>5. РАСЧЁТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАТРАТ НА ВНЕДРЕНИЕ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО ТРЁХМЕРНОГО ТВЕРДОТЕЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.....</b>	<b>65</b>
5.1. Исследование рынка систем автоматизированного проектирования(САПР) .....	65
5.2. Оценка трудоемкости создания компьютерной модели в системах автоматизированного проектирования .....	66
5.3. Расчет и оптимизация затрат, необходимых для обеспечения условий труда проектировщика.....	68
5.4. Оценка объема доходов и выбор формы налогообложения.....	73
5.5. Выводы по экономической части .....	74
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>75</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....</b>	<b>76</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Сегодняшние процессы автоматизации - важнейший элемент научно-технического прогресса, а их уровень в производстве и жизни сегодня достиг очень высоких показателей. Поэтому в области проектирования автомобилей и их агрегатов активно используется моделирование с помощью персональных электронных вычислительных машин - ПЭВМ (термин «компьютер» широко распространен в работе).

Автомобильное проектирование - это комплекс расчетно-аналитических, исследовательских, экспериментальных и проектных работ, используемых для создания новых транспортных средств, их узлов и агрегатов или для улучшения существующих конструкций.

Сегодня во всех передовых отраслях промышленности используются системы автоматизированного проектирования (САПР). Это может сократить время изготовления детали или ее модели на 30%, если методология проектирования аналогичных деталей уже разработана.

Процесс проектирования можно структурировать, создав схему этого процесса (см. рисунок 1). Структура этой схемы касается как создания всего автомобиля, так и его отдельных узлов и агрегатов. Также можно выделить основные этапы проектирования [11]:

- предпроектный;
- разработки проекта технических требований (ТТ);
- эскизного проекта (ЭП);
- технического задания (ТЗ);
- технического проекта (ТП);
- проверки и доводки конструкции;
- утвержденного проектирования.

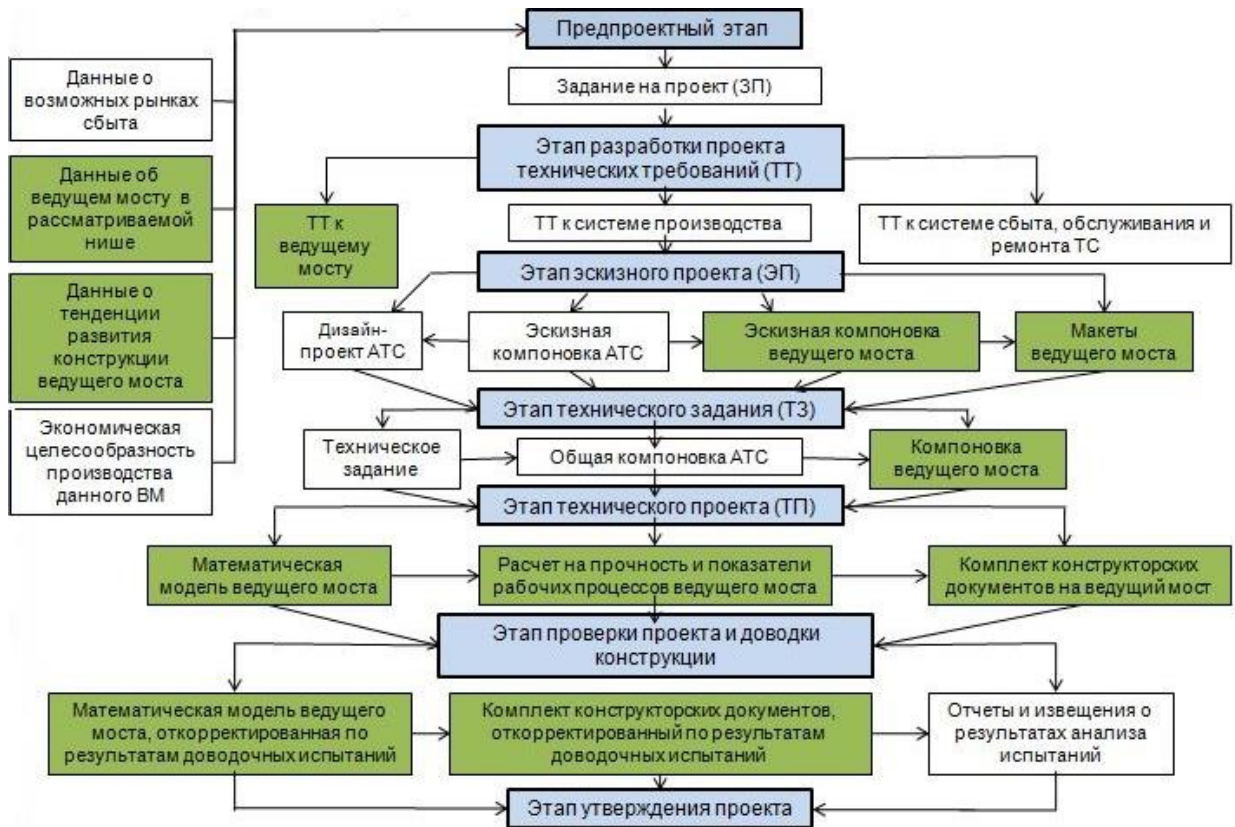


Рисунок 1 – Схема процесса проектирования

Прежде чем приступить к проектированию, нам необходимо проанализировать схему ведущих мостов аналогичных производителей, чтобы превзойти аналог по характеристикам и иметь возможность конкурировать на рынке. Эти данные используются на этапе предпроектной разработки.

Процесс проектирования включает этап разработки проекта технических требований (ТТ), в разделе «Технические требования к составным частям автомобиля» которого задаются требованиями:

- к двигателю автомобиля;
- к трансмиссии автомобиля.

Требования к автомобильному двигателю заключаются в том, что указывается тип двигателя по используемому топливу, мощность, крутящий момент двигателя.

Требования к трансмиссии автотранспортного средства представляют собой определение передаточных чисел коробки передач, раздаточной



коробки (при наличии) и главной передачи, опираясь на значения, полученные после тягово-динамического расчета автомобиля.

На этапе предварительного проектирования рассчитываются характеристики зубчатой передачи на основе данных, полученных в результате тягово-динамического расчёта, и создается эскизный проект (ЭП) ведущего моста на основе этих параметров. На основе продуманного макета эскиза создается модель, отражающая работоспособность модели или ее отсутствие.

Общая компоновка агрегата создается на этапе технического задания (ТЗ). Основное отличие от схематичной компоновки - это подробное рассмотрение отдельных частей ведущего моста (например, точек крепления и опор).

Математические модели разрабатываются на стадии технического проекта (ТП). Сюда входит подробная проработка геометрических и технических особенностей.

На этапе доводки забраковываются детали, не соответствующие конструкции. Эти несоответствия устанавливаются на основе выполненных испытаний агрегата.

После точной настройки и создания математической модели, которая была отредактирована после создания проектной документации, начинается этап утверждения проекта.

# 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕДУКТОРА ЛЕГКОВОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С КОНИЧЕСКОЙ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

## 1.1. Проектирование зубчатого зацепления конической главной передачи

### 1.1.1. Расчет характеристик зубчатых колес передачи с круговым зубом

В соответствии с графиком расчетного крутящего момента, приходящего на ведущий вал главной передачи  $T = M_{\text{emax}} * U_{\text{кп1}} * U_{\text{рк}} / 2$  (см. рисунок 1.1.1) выбирается внешнее конусное расстояние  $R_e$  (расстояние от края зубчатого венца до вершины вдоль образующей начального конуса) [8] (см. рисунок 1.1.2) и окружной внешний модуль  $m_{te}$ .

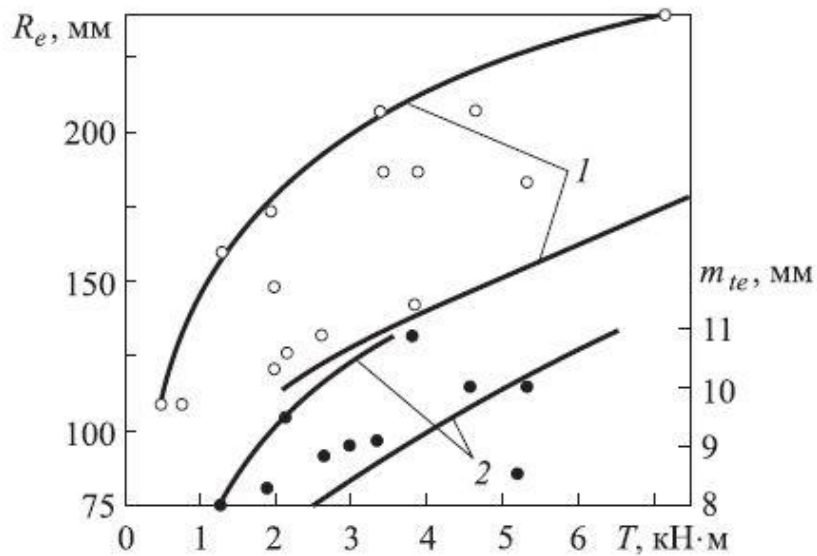


Рисунок 1.1.1. – Зависимость внешнего окружного модуля  $m_{te}$  и конусного расстояния  $R_e$  от момента на ведущем валу главной передачи  $T$

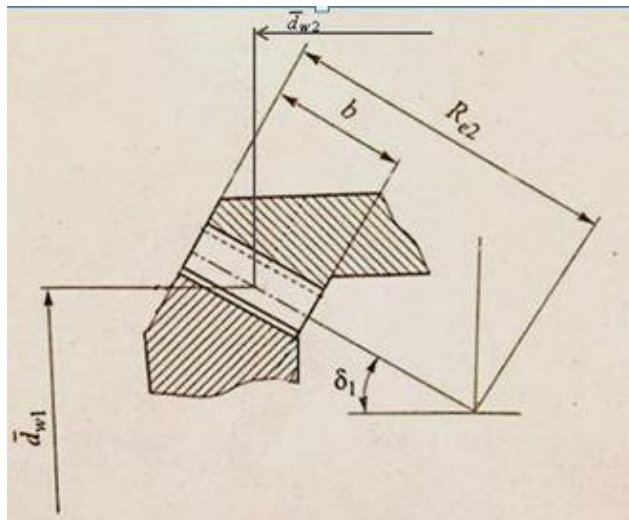


Рисунок 1.1.2 – Геометрические параметры зубчатого зацепления

Находятся следующие величины:

- ширину зубчатого венца  $b=0,3 \cdot R_e$ ;
- полную высоту зуба  $h=1,9 \cdot m_{ге}$ .

Выбирается угол исходного профиля зуба  $\alpha$  ( $20^\circ$ ;  $21,5^\circ$ ;  $22,5^\circ$ ).

На основе результата, полученного после тягово-динамического расчета, имеют место следующие характеристики проектируемого легкового полноприводного автомобиля:  $M_{емax}=217$  Нм;  $U_{кп1}=4,155$  (передаточное число первой передачи);  $U_{рк}=2,542$  (пониженная передача раздаточной коробки);  $U_{гп}=4,625$ .

Круговая форма зубьев, которая выполнена по технологии типа «Глиссон». Рекомендуется брать углы наклона зубьев шестерен  $\beta_1 = \beta_2 = 30 \dots 40^\circ$ :

$$\beta_1 = \beta_2 = 35^\circ.$$

Проектирование передачи осуществляется в соответствии с требованиями технического задания и для обеспечения этих требований рассчитаны и приняты параметры зубчатых колес, представленных в таблице 1.1.1.1:

Таблица 1.1.1.1 – Расчетные параметры зубчатых колес главной передачи

Название параметра	Величина
Внешний окружной модуль зуба $m_{te}$ , мм	9
Число зубьев ведущей шестерни $z_1$	8
Число зубьев ведомого колеса $z_2$	37
Ширина зубчатого венца $b$ , мм	45
Угол исходного профиля зуба $\alpha$ , °	20
Угол наклона зубьев $\beta_1 = \beta_2$ , °	35

### 1.1.2. Построение зубчатых колес главной передачи в программной среде SolidWorks GearTrax

Программа SolidWorks GearTrax представляет собой инструмент для задания параметров зубчатых колес и построения их 3д моделей и зацеплений в сборке.

Для создания зацепления необходимо запустить программу и открыть вторую вкладку в верхней строке Bevel Gears, задать в открывшемся разделе характеристики, выделенные красным прямоугольником (см. рисунок 1.1.3). Вначале программа SolidWorks GearTrax создает двухмерное изображение зацепления, исходя из введенных значений соответствующих параметров, поэтому можно отслеживать простейший вид зацепления с разных ракурсов после изменения какого-либо параметра и корректировать значения, в случае необходимости этого.

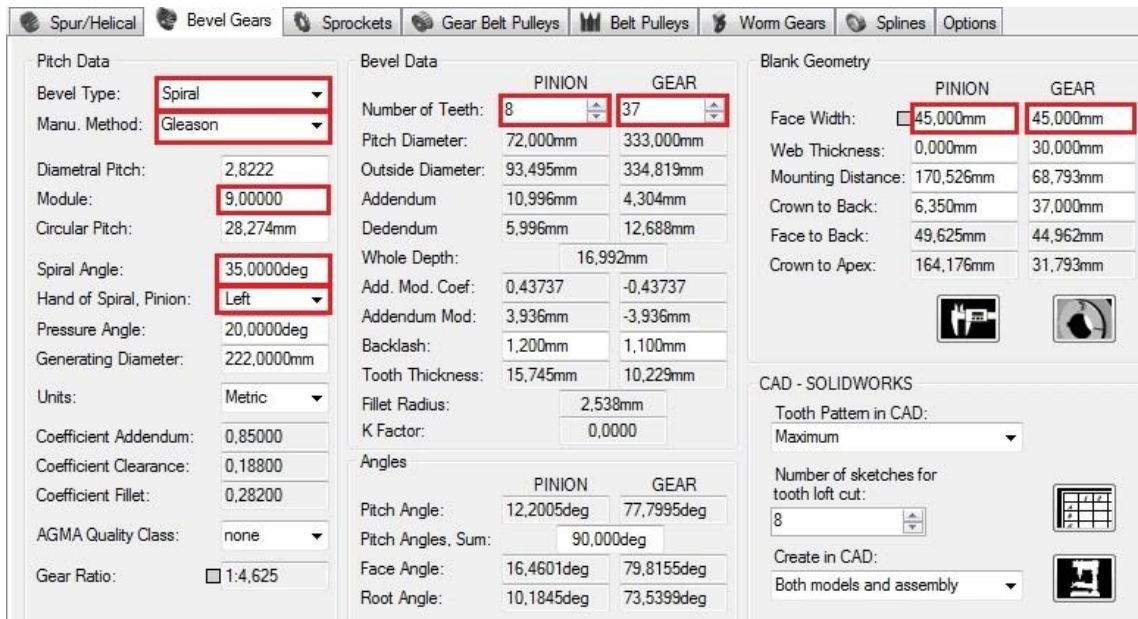



Рисунок 1.1.3 – Интерфейс программы GearTrax

Для создания зубчатого колеса, шестерни и их зацепления нужно пройти по следующим этапам:

1. запустить программу SolidWorks GearTrax;
2. выбрать вкладку Bevel Gears;
3. заполнить значения характеристик зацепления
4. открыть программу SolidWorks (необязательное действие, позволяющее ускорить процесс создания шестерён);
5. в пункте Create in CAD выбрать параметр построения:
  - обе модели и сборку (both models and assembly);
  - только обе модели (both models only);
  - только шестерню (pinion only);
  - только колесо (gear only);
6. запустить построение моделей, нажав .

После произведённых действий в программе SolidWorks автоматически построятся трехмерные модели шестерни и колеса главной передачи, а также сборка из этих моделей, если был выбран такой параметр во вкладке программы SolidWorks GearTrax.

Моделирование зубчатых колес начинается с создания эскизов, Которые создаются программой автоматически (см. рисунок 1.1.4).

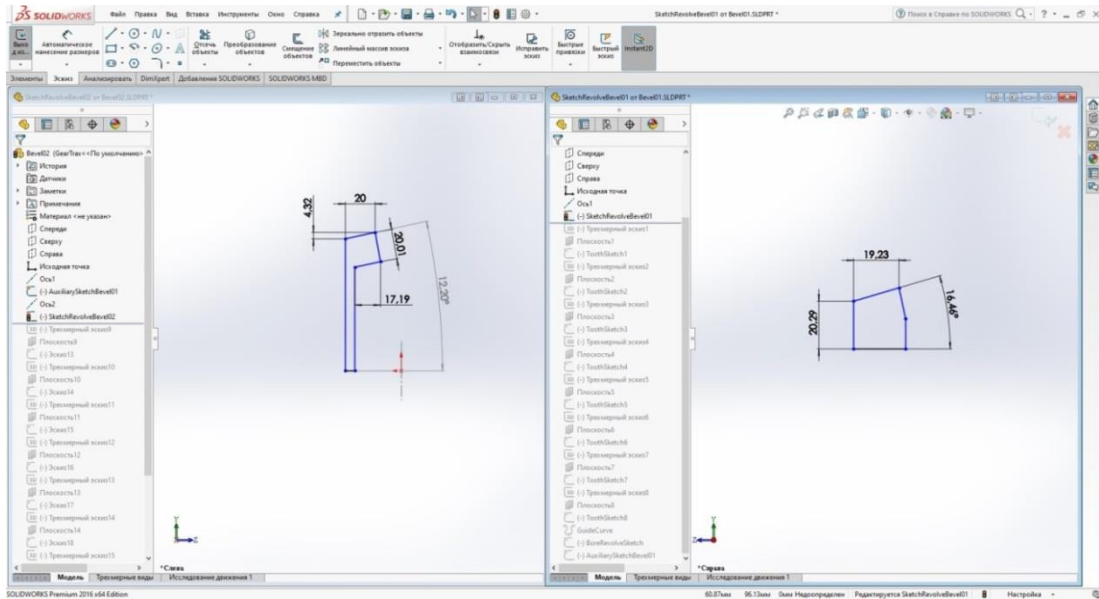


Рисунок 1.1.4 – Эскизы шестерни и колеса главной передачи

После этого создается 3D модель сборки зубчатого зацепления главной передачи. Для этого создается группа сопряжений, которая включает в себя фиксацию шестерни и колеса относительно осей и друг друга, установку осей зубчатых колес и механическое сопряжение типа «редуктор», которое позволяет правильно обкатываться шестерням. В конечном счёте получается работающая 3D модель зубчатого зацепления главной передачи (см. рисунок 1.1.5).

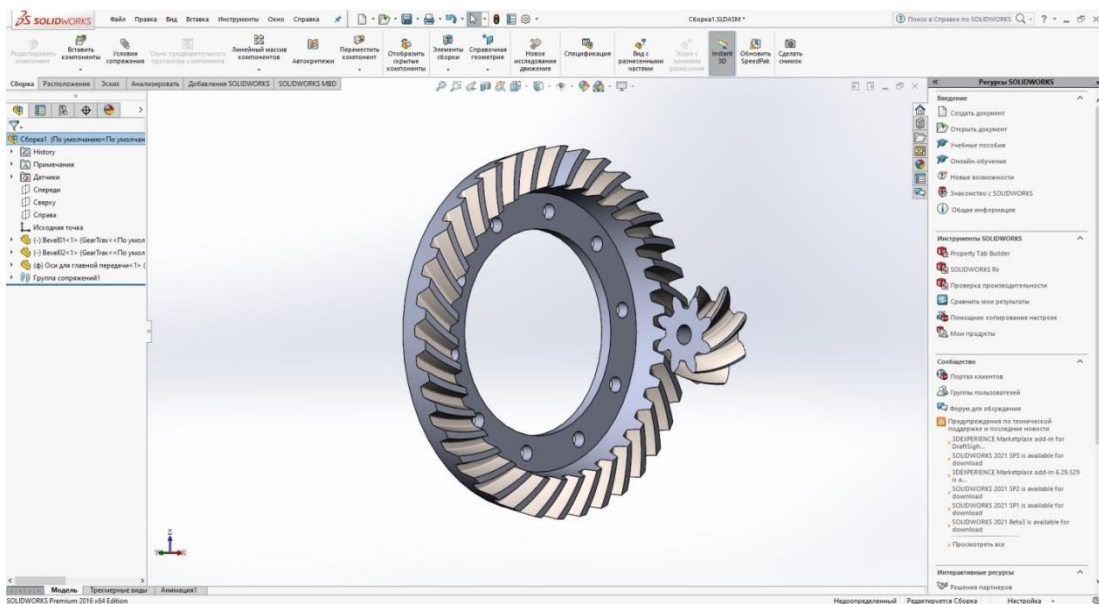


Рисунок 1.1.5 – 3D модель зубчатого зацепления передачи

## 1.2. Проектирование зубчатого зацепления симметричного конического дифференциала

Симметричный конический дифференциал является самым распространенным дифференциалом (как межосевым, так и колесным), который устанавливается на автомобилях и представляющий собой планетарный механизм, элементами которого являются корпус, полуосевые шестерни и сателлиты (см. рисунок 1.2.1.). Для реализации сборки дифференциала необходимо соблюдение требования:

$$\frac{2 \times z_{\text{пш}}}{n} = \text{Ц}, \text{ где}$$

$z_{\text{пш}}$  – число зубьев полуосевой шестерни;

$n$  – количество сателлитов (для легковых автомобилей, как правило,  $n=2$ );

Ц – целое число.

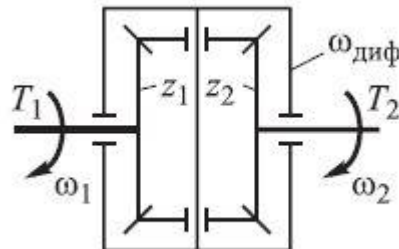


Рисунок 1.2.1 – Принципиальная схема симметричного дифференциала

### 1.2.1. Расчет характеристик зубчатых колес симметричного конического дифференциала с прямыми зубьями

Сателлиты и полуосевые шестерни такого дифференциала имеют конические зубчатые колеса с прямыми зубьями. В соответствии с графиком расчетного крутящего момента (который справедлив для конической передачи), приходящего на сателлит  $M_{\text{сат}}$  (см. рисунок 1.2.2) выбирается внешнее конусное расстояние  $R_e$  и внешний окружной модуль  $m_{te}$ .

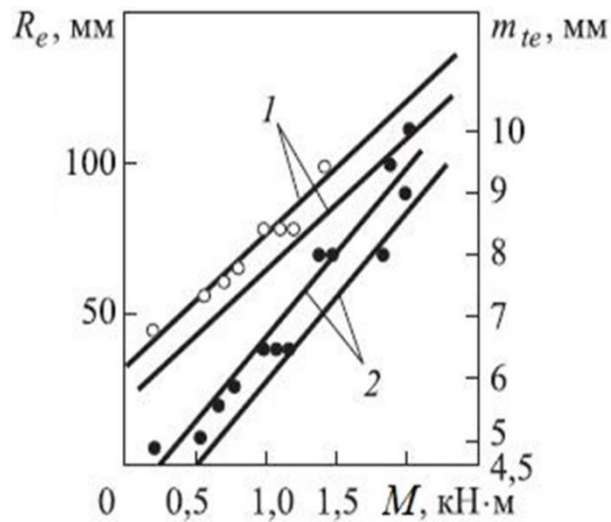


Рисунок 1.2.2 – Зависимость внешних окружного модуля  $m_{te}$  и конусного расстояния от  $R_e$  от момента на сателлите  $M_{сат}$

$$M_{сат} = \frac{M_{e\ max} \times U_{кп1} \times U_{гп}}{2n_{сат} \times U_{сат-пш}}$$

Значения  $M_{e\ max}$ ,  $U_{кп1}$ ,  $U_{гп}$  представлены в пункте 1.1.1 данной пояснительной записки. Передаточное число зубчатого зацепления сателлит-шестерня  $U_{сат-пш}$  принимается в диапазоне  $U_{сат-пш} = 1 \dots 2,5$ .

Для определения количества зубьев на сателлите применяют следующую формулу:

$$z_{сат} = \frac{2 \times R_e}{m_{te} \times \sqrt{U_{сат-пш}^2 + 1}}$$

При количестве зубьев меньше 10 ( $z_{сат} < 10$ ) считается, что  $z_{сат} = 10$ .

Находятся следующие величины:

- ширина зубчатого венца  $b=0,3 \cdot R_e$ ;
- полную высоту зуба  $h=1,9 \cdot m_{te}$ .

Выбирается угол исходного профиля зуба  $\alpha$  ( $20^\circ$ ;  $22,5^\circ$ ;  $25^\circ$ ).

Согласно тягово-динамическому расчету, проектирование конической главной передачи осуществляется в соответствии с требованиями



технического задания и для обеспечения этих требований рассчитаны и приняты параметры зубчатых колес, которые описаны в таблице 1.2.1:

Таблица 1.2.1 – Расчетные параметры зубчатых колес дифференциала

Название параметра	Величина
Внешний окружной модуль зуба $m_{ге}$ , мм	4
Число зубьев сателлита $Z_{сат}$	10
Число зубьев полуосевой шестерни $Z_{пш}$	16
Ширина зубчатого венца $b$ , мм	12
Угол исходного профиля зуба $\alpha$ , °	22,5

### 1.2.2. Построение зубчатых колес симметричного конического дифференциала в SolidWorks GearTrax

Для создания конического зацепления после запуска программы необходимо открыть вторую вкладку Bevel Gears, и задать характеристики, которые выделены красным прямоугольником (см. рисунок 1.2.3). Вначале программа SolidWorks GearTrax создает двухмерное изображение зацепления, исходя из введенных значений соответствующих параметров, поэтому можно отслеживать простейший вид зацепления с разных ракурсов после изменения какого-либо параметра и корректировать значения, в случае необходимости этого.

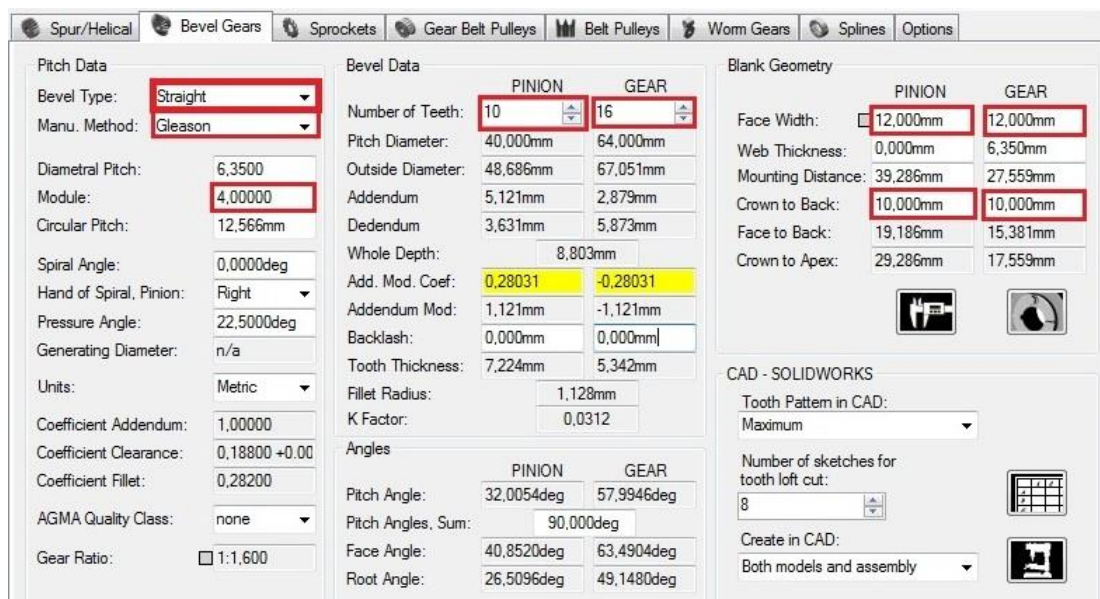


Рисунок 1.2.3 – Интерфейс программы GearTrax

Для создания полуосевой шестерни, сателлита и их зацепления необходимо повторить операции, которые описаны в пункте 1.1.2 настоящей пояснительной записки.

После произведённых действий в программе SolidWorks построятся трехмерные модели полуосевой шестерни и сателлита конической передачи дифференциала.

Моделирование зубчатых колес начинается с создания эскиза, созданного программами автоматически (см. рисунок 1.2.4).

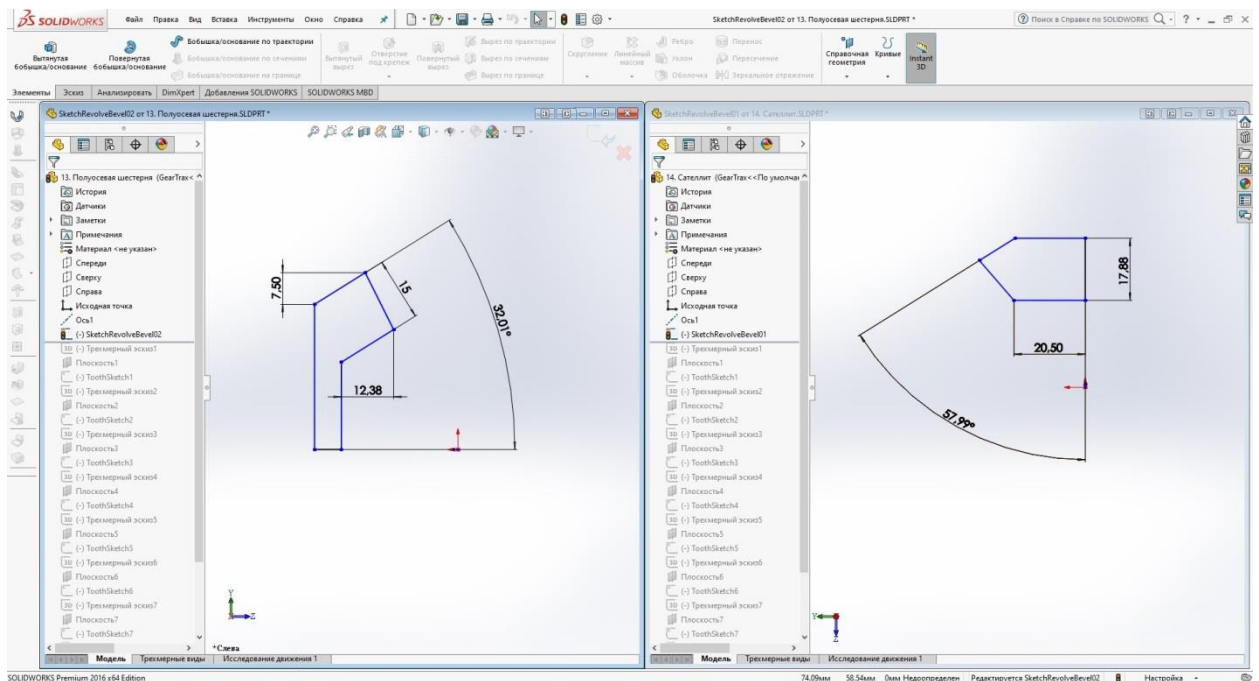


Рисунок 1.2.4 – Эскизы полуосевой шестерни и сателлита симметричного конического дифференциала

После этого создается 3D модель сборки зубчатого зацепления конической передачи. Для этого создается группа сопряжений, включающая фиксацию шестерни и колеса перпендикулярно друг другу, задание пересечения осей зубчатых колес, совпадение вершин конусов зубчатых колес и механическое сопряжение типа «редуктор», которое позволяет обкатываться шестерням. Модель полуосевой шестерни необходимо доработать, добавив шлицы, для механического сопряжения полуосевых шестерен с полуосями ведущего моста. В итоге получается работающая 3D

МОДЕЛЬ конического зубчатого зацепления полуосевых шестерен и сателлитов (см. рисунок 1.2.5), а совпадение вершин конусов зубчатых колес гарантирует правильность сборки зацепления [8],[11].

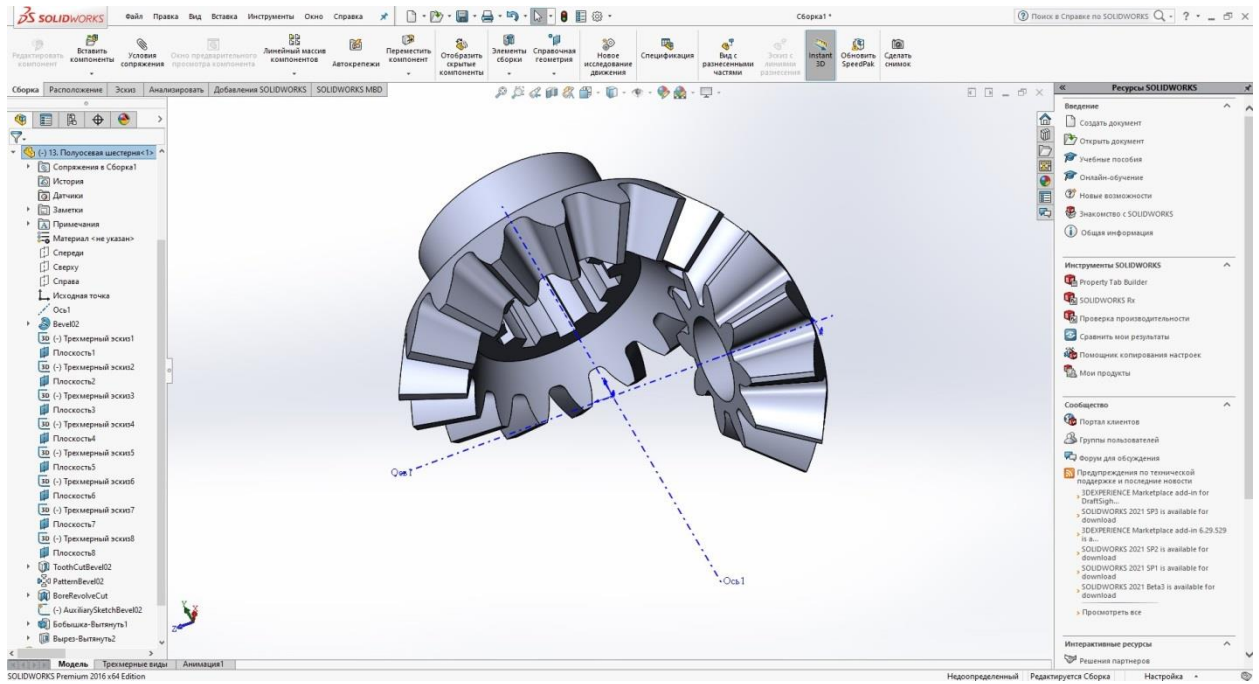


Рисунок 1.2.5 – 3D модель зубчатого зацепления конической передачи

### 1.3. Моделирование сборки центрального редуктора

#### 1.3.1. Проектирование эскизной компоновки дифференциала

На рис. 1.2.5 изображена 3D модель зубчатого зацепления конической передачи. В соответствии с данной моделью строятся зеркальные отображения полуосевой шестерни и сателлитов с учетом группы сопряжений, в которые входят перпендикулярность осей полуосевых шестерен и сателлитов, совпадение всех вершин конусов зубчатых колес, механические сопряжения между сателлитами и полуосевыми шестернями типа «редуктор». В результате получим 3D сборку зубчатых зацеплений, которые работают в симметричном коническом дифференциале (см. рисунок 1.3.1).

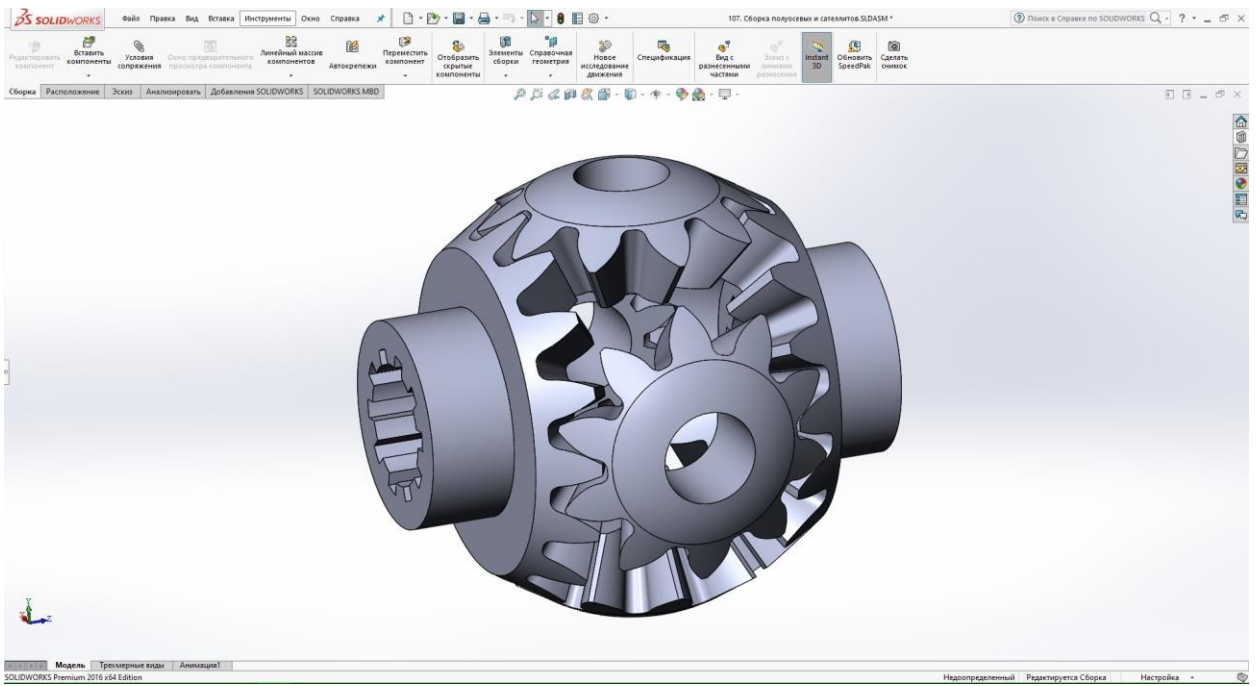


Рисунок 1.3.1 – Модель сборки сателлитов и полуосевых шестерен дифференциала

На основании 3D модели зубчатого зацепления полуосевых шестерён и сателлитов в дифференциале создается эскизная компоновка корпуса дифференциала с учетом предъявляемых требований по габаритам и размерам ведомого колеса главной передачи (см. рисунок 1.3.2).

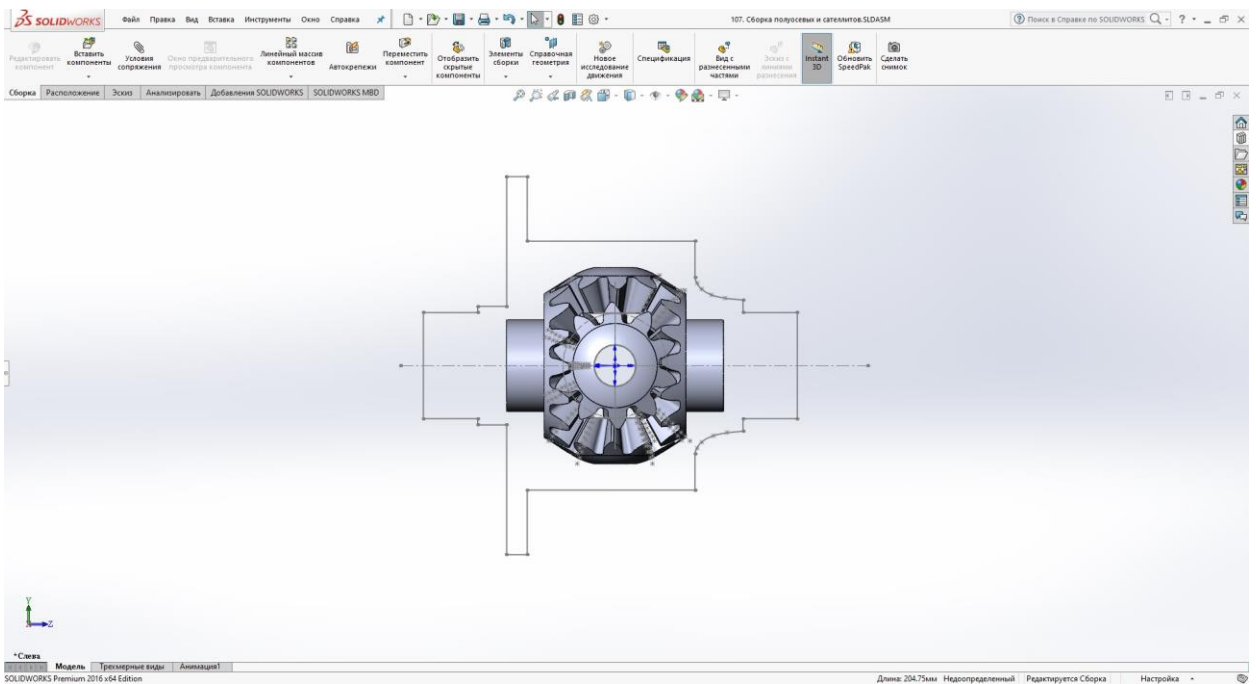


Рисунок 1.3.2. – Эскизная компоновка дифференциала

### 1.3.2. Моделирование деталей центрального редуктора

Модель центрального редуктора состоит из следующих отдельных деталей:

- главной передачи:
  - ведущей шестерни;
  - вала ведущей шестерни;
  - ведомого колеса;
- симметричного конического дифференциала:
  - полуосевой шестерни (2 штуки);
  - сателлита (4 штуки);
  - оси сателлитов (две штуки);
  - левой части корпуса дифференциала;
  - правой части корпуса дифференциала.

Сборка центрального редуктора состоит из отдельного создания более легких деталей для последующего их соединения. Последовательность построения 3D-моделей элементарных деталей рассматривается ниже.

Создание ведомого колеса и ведущей шестерни главной передачи было рассмотрено в пункте 1.1.2. Порядок построения модели ведущего вала главной передачи представлен на рисунке 1.3.3:

1. создание плоского эскиза вала относительно продольной оси;
2. создание объемной детали с помощью операции «Повернутая бобышка/основание»;
3. нарезка резьбы M20x1,5 с помощью оператора «Резьба»;
4. создание фасок и технологических канавок;
5. сборка вала воедино с ведущей шестерней главной передачи.

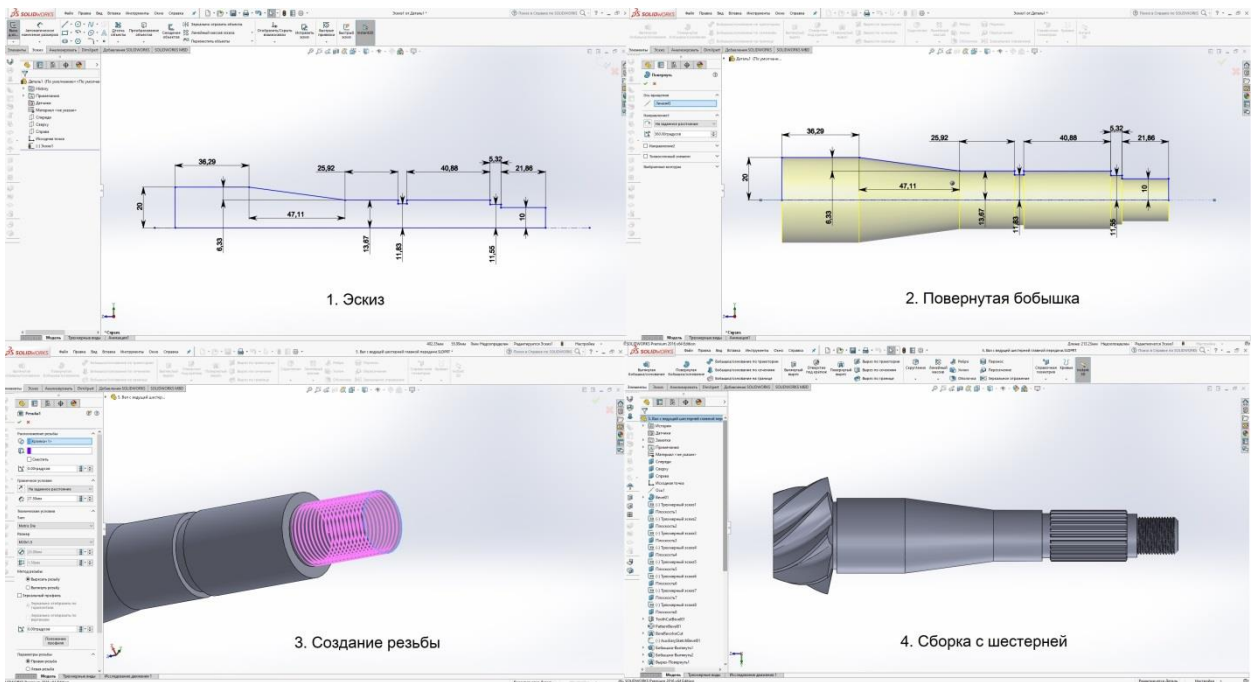


Рисунок 1.3.3 – Последовательность построения модели ведущего вала главной передачи

Последовательность создания 3D модели левой части корпуса дифференциала представлена ниже (см. рисунок 1.3.4) и состоит из следующих операций:

1. создание плоского эскиза корпуса дифференциала относительно продольной оси;
2. создание 3D детали методом «Повернутая бобышка/основание»;
3. создание полости для шестерен внутри корпуса с помощью операции «Повернутый вырез»;
4. создание «окон» для установки шестерен и смазки частичным погружением зубчатого зацепления в масло методом «Вытянутый вырез»;
5. создание ребер с помощью операции «Ребро» (повторить операцию 10 раз или воспользоваться массивом);
6. создание крепежных отверстий с помощью операций «Вытянутый вырез» и «Круговой массив» (для 10 вырезов);

## 7. Расстановка технологически необходимых скруглений, фасок и резьб.

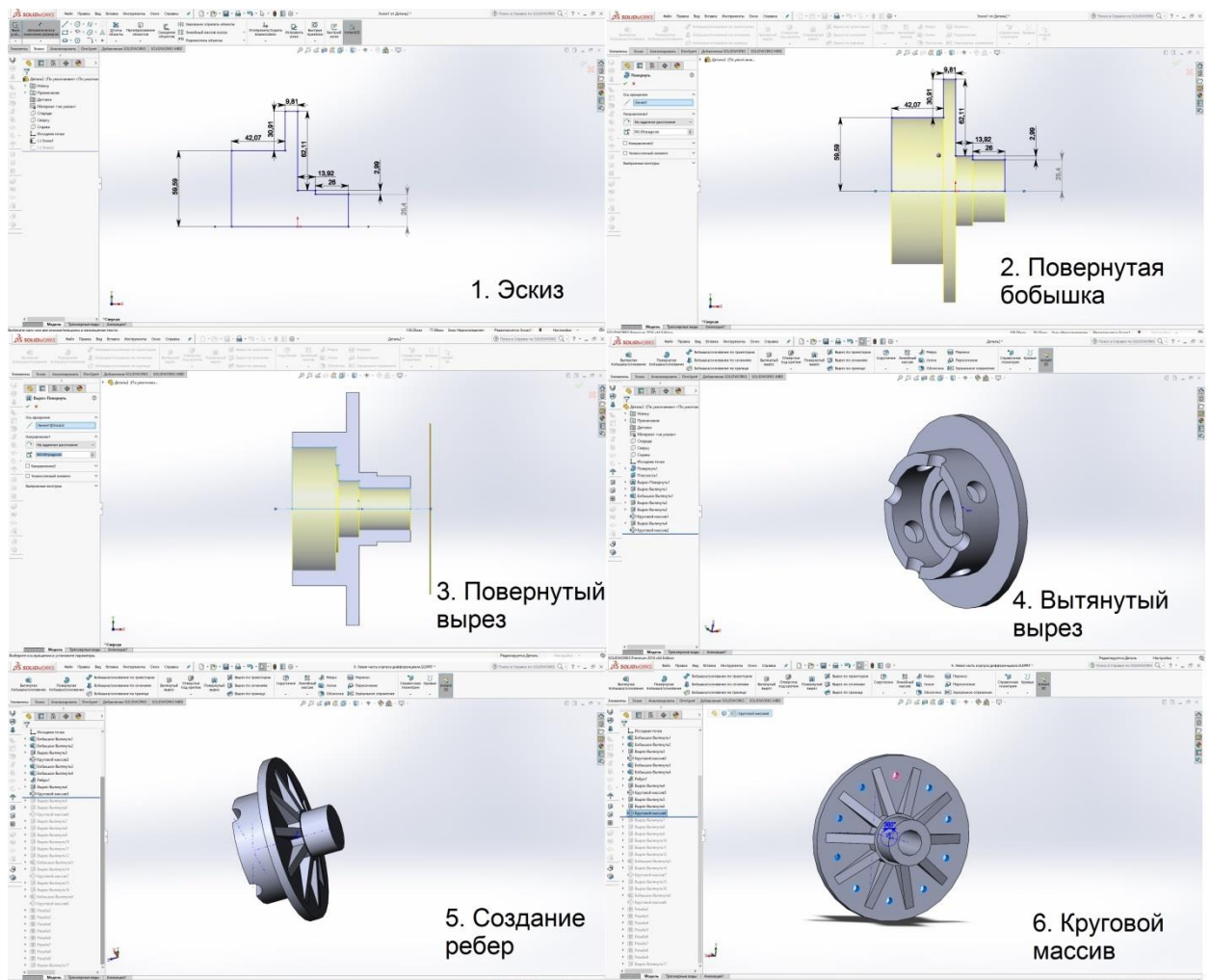


Рисунок 1.3.4 – Последовательность сборки левой части корпуса дифференциала

Последовательность создания 3D модели правой части корпуса дифференциала представлена ниже (см. рисунок 1.3.5) и состоит из следующих операций:

1. создание плоского эскиза корпуса дифференциала относительно продольной оси;
2. создание 3D детали методом «Повернутая бобышка/основание»;
3. создание полости для шестерен внутри корпуса с помощью операции «Повернутый вырез»;

4. создание «окон» для установки шестерен и смазки частичным погружением зубчатого зацепления в масло методом «Вытянутый вырез»;
5. создание вырезов с помощью операции «Вытянутый вырез» (повторить операцию 4 раза или воспользоваться массивом);
6. создание крепежных отверстий с помощью операций «Вытянутый вырез» и «Круговой массив» (для 8 вырезов);
7. Расстановка технологически необходимых скруглений, фасок и резьб.

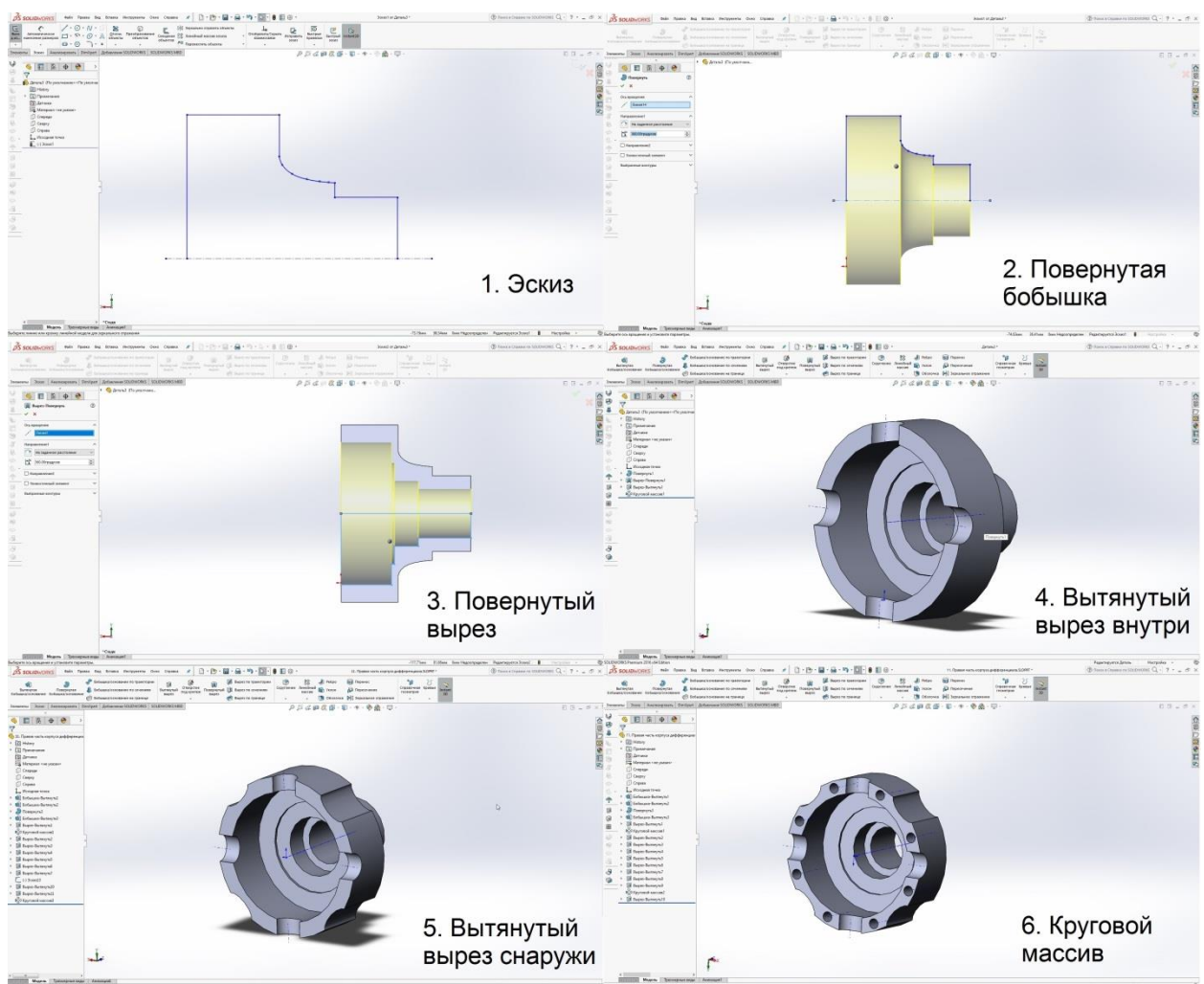


Рисунок 1.3.5 – Последовательность сборки правой части корпуса дифференциала

Последовательность построения оси сателлитов представляет собой:

1. создание плоского эскиза относительно продольной оси;



2. создание 3D модели методом «Повернутая бобышка/основание»;
3. создание необходимого выреза методом «Вытянутый вырез».

Построение осей сателлитов не сопровождается иллюстрациями из-за простоты конструкции и схожестью последовательности создания детали с последовательностью при создании вала главной передачи, представленной на рис.1.3.3.

### 1.3.3. Построение 3D сборки центрального редуктора

Подробная процедура сборки описана в методических указаниях к расчетным работам по теме: «Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобиля» части 2 (трансмиссия) и 3 (проектирование ведущих мостов автомобиля) [10], [11].

Последовательность сборки осуществляется в следующем порядке:

- сборка дифференциала (см. рисунок 1.3.5):
  - создание зубчатого зацепления полуосевых шестерен и сателлитов;
  - сопряжение корпуса и шестерен;
  - сопряжение осей сателлитов и сателлитов;
- сборка главной передачи (рис. 1.3.6):
  - создание зубчатого зацепления ведущей шестерни и ведомого колеса;
  - сборка ведущей шестерни и вала;
- сборка центрального редуктора (рис.1.3.7) :
  - концентричное сопряжение главной передачи и дифференциала (концентричность по крепежным отверстиям; концентричность по колесу и корпусу дифференциала и блокировка вращения);
  - сопряжение фланца корпуса дифференциала и ведомого колеса главной передачи и посредством оператора «совпадение»;

- болтовое соединение дифференциала и ведомой шестерни главной передачи.

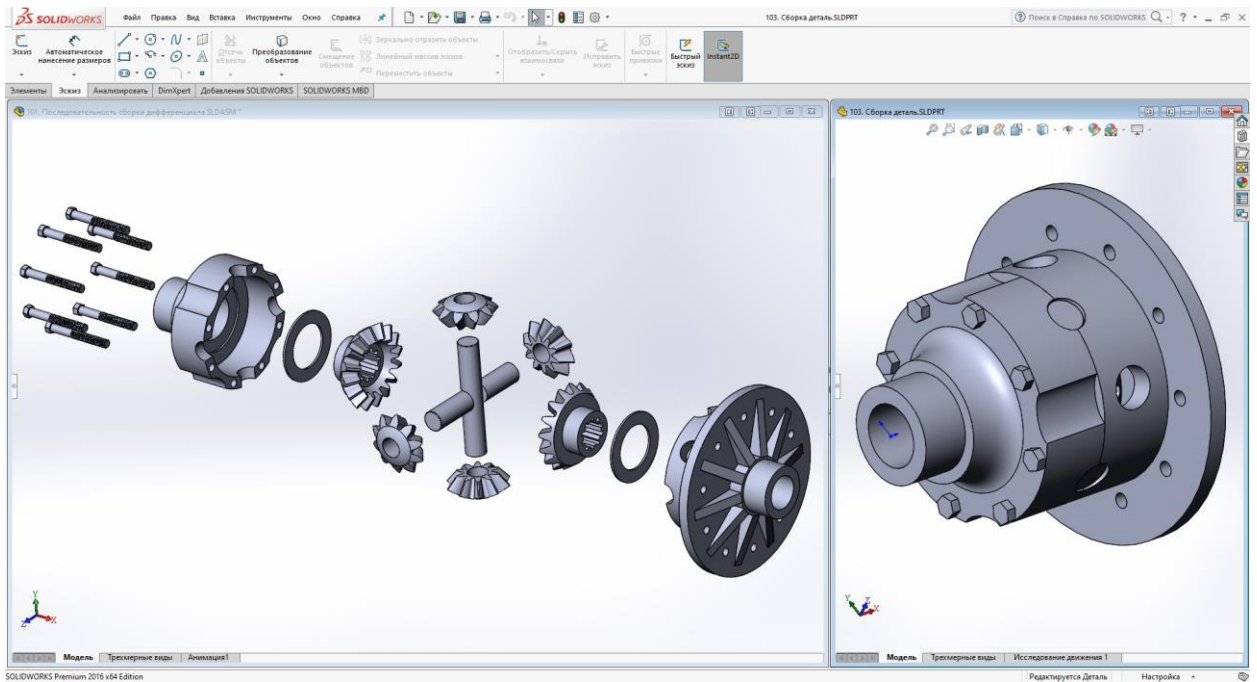


Рисунок 1.3.5 – Последовательность сборки (слева) и сборки (справа) конического дифференциала

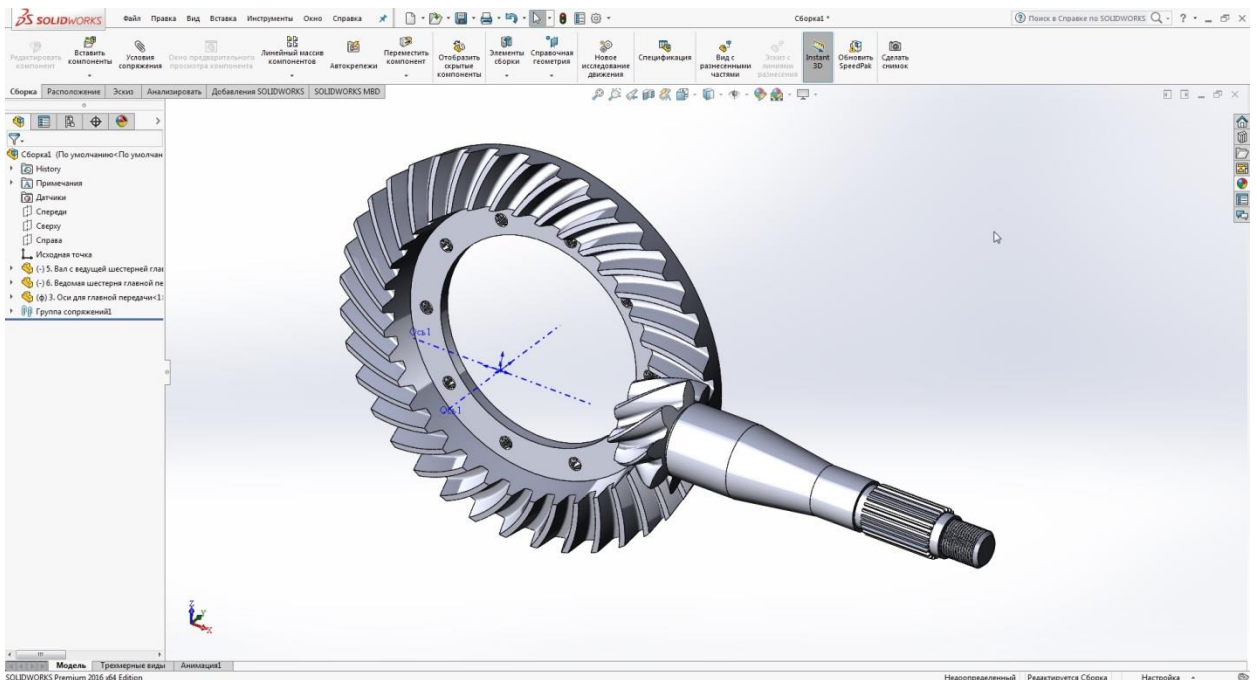


Рисунок 1.3.6 – 3D модель сборки главной передачи

В рамках создания сборки главной передачи не рассматривается выбор подшипников для вала ведущей шестерни, так как их применение будет

рассмотрено при создании полной 3D модели сборки центрального редуктора (рис 1.3.7), в то время как данная сборка является промежуточной и нужна для проверки работы зубчатых зацеплений и подбора геометрических параметров корпусных деталей ведущего моста.

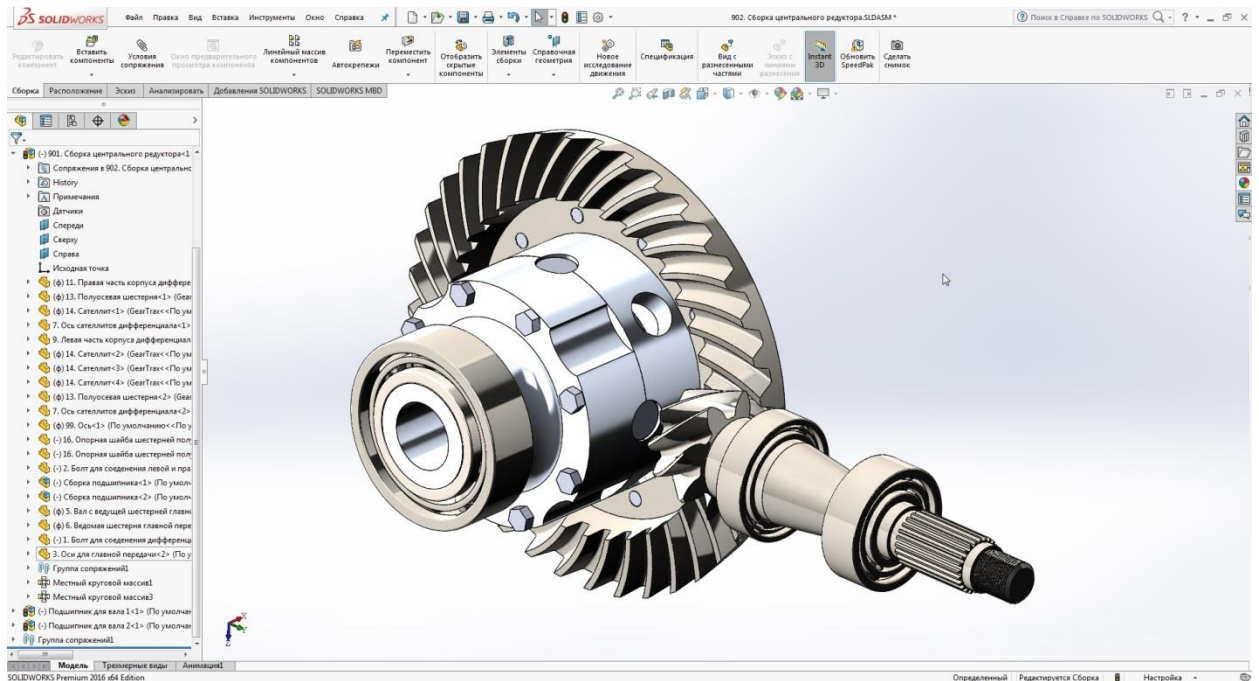


Рисунок 1.3.7 – 3D модель сборки центрального редуктора

3D модель сборки дифференциала и главной передачи обеспечивает задание габаритов корпуса главной передачи и картера ведущего моста. Диаметр ведомого колеса главной передачи задает габариты центральной части ведущего моста.

При создании болтового соединения корпуса дифференциала и ведомой шестерни главной передачи используется резьба с левой нарезкой винтовой линии. Это необходимо для препятствия произвольного раскручивания болта при эксплуатации узла, и обеспечение этого условия выполняется.

## **2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕДУЩЕГО МОСТА ЛЕГКОВОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ**

### **2.1. Создание 3D модели корпуса ведущего моста**

Модель центрального редуктора в сборе позволяет определить общие габаритные параметры, необходимые для конструкции ведущего моста автомобиля. Основным таким параметром является диаметр колеса главной передачи. Зная этот размер, возможно начертить эскиз картера ведущего моста (см. рисунок 2.1.1). Картер ведущего моста представляет собой геометрически сложную деталь со множеством сварных швов, поэтому его модель состоит из множества составных частей. Процесс создания картера начинается с замера готовой сборки главной передачи и дифференциала, так как положение вала ведущей шестерни главной передачи, колеса главной передачи и подшипников корпуса дифференциала определяет основные геометрические размеры картера моста. Картер. Внешний вид картера моста создается путем указания ряда дополнительных плоскостей и операций типа «Вытянутая бобышка/основание» после полученных значений внутренних габаритных параметров. Затем операция «ребра» используется для создания элементов, которые усиливают картер ведущего моста, обеспечивая конструктивную безопасность по отношению к нагрузке на него. После сборки картера проделываются отверстия внутри него. Для этого используются операторы типа «Вытянутый вырез», «Вырез по сечениям», «Повернутый вырез». Операция «Скругление» сглаживает острые края, которые остаются после многочисленных разрезов. Таким же образом снимаются концентраторы напряжения и острые углы на внешней части картера главной передачи. На рисунке 2.1.1 показана последовательность создания картера ведущего моста.

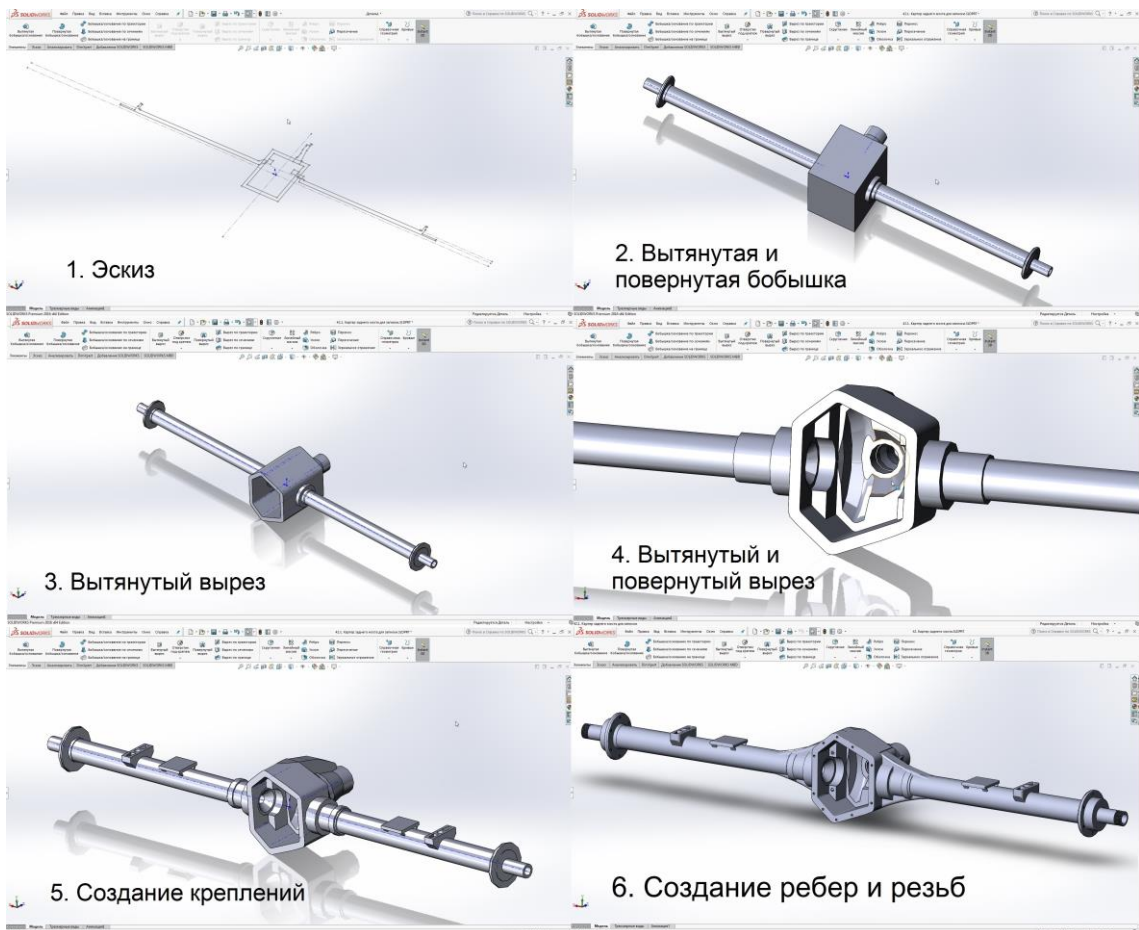


Рисунок 2.1.1 – Последовательность создания картера ведущего моста

После создания картера моста необходимо создать заднюю крышку (см. рисунок 2.1.2):

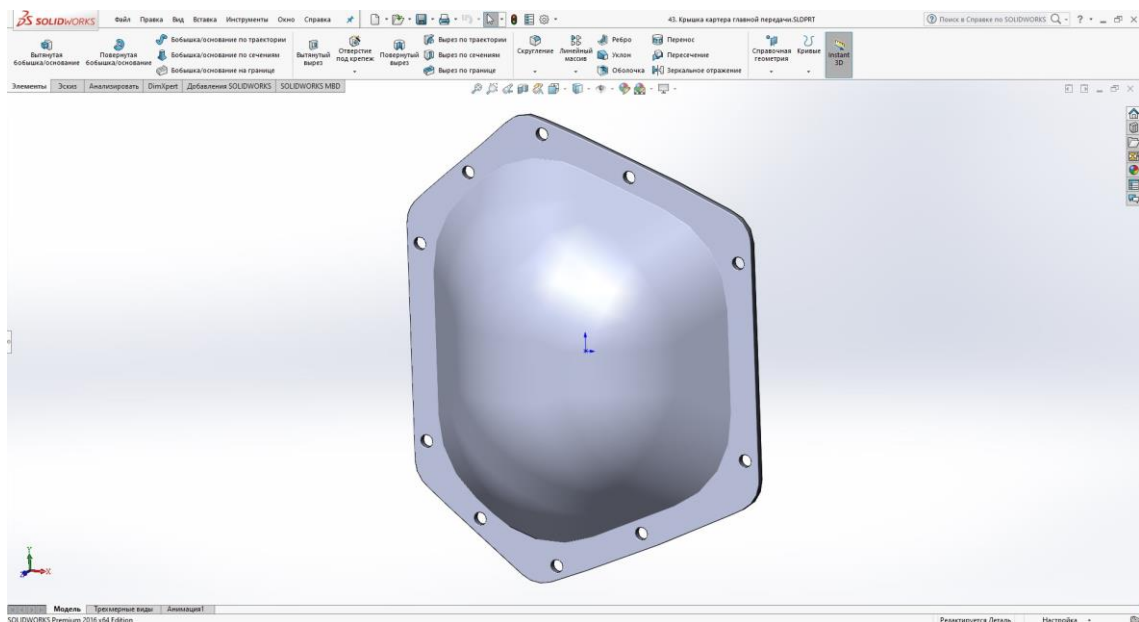


Рисунок 2.1.2 – Задняя крышка моста

## 2.2. Построение 3D модели полуосей

Полуось - вал, с помощью которого передаётся крутящий момент от полуосевой шестерни дифференциала к автомобильному колесу. В зависимости от нагрузок, которые действуют на полуоси, их делят на три вида:

1. Полуразгруженные;
2. На три четверти разгруженные;
3. Полностью разгруженные (см. рисунок 2.2.1).

Полуразгруженная полуось воспринимает все нагрузки (возникающие моменты и силы), передаваемые от дороги. На три четверти разгруженная полуось за счет внешней опоры между балкой моста и ступицей колеса передает нагрузки не только на полуось, но через подшипник и на корпус моста. Полностью разгруженная полуось (см. рисунок 2.2.1) в теории передает только момент от полуосевой шестерни к ступице колеса, но из-за возможных деформаций моста, нарушений соосностей между подшипниками и полуосевой шестерней, смещений в шлицевых соединениях возникают изгибные напряжения в этих полуосях.

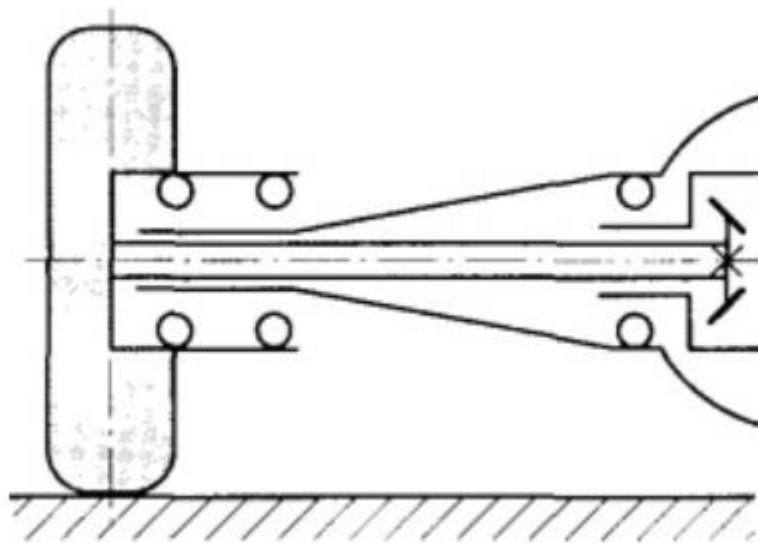


Рисунок 2.2.1 – Схема полностью разгруженной полуоси

Создание 3D модели полуоси начинается с подбора основных геометрических параметров. Так как полуось должна входить в зацепление с полуосевой шестернёй, то на её конце должны быть созданы шлицы (десять штук) и должны быть подобраны диаметр и длина полуоси. В связи с тем, что форма полуоси неоднородна, процесс ее создания состоит из создания нескольких эскизов, которые находятся в разных плоскостях. Последовательность создания 3D модели полуоси производится в следующем порядке:

- в программе SolidWorks создается вал длиной, равной длине шлицов (см. рисунок 2.2.2);
- создаётся эскиз основной части полуоси (вала);
- в перпендикулярной плоскости (относительно предыдущего действия) создается эскиз ступичной части полуоси;

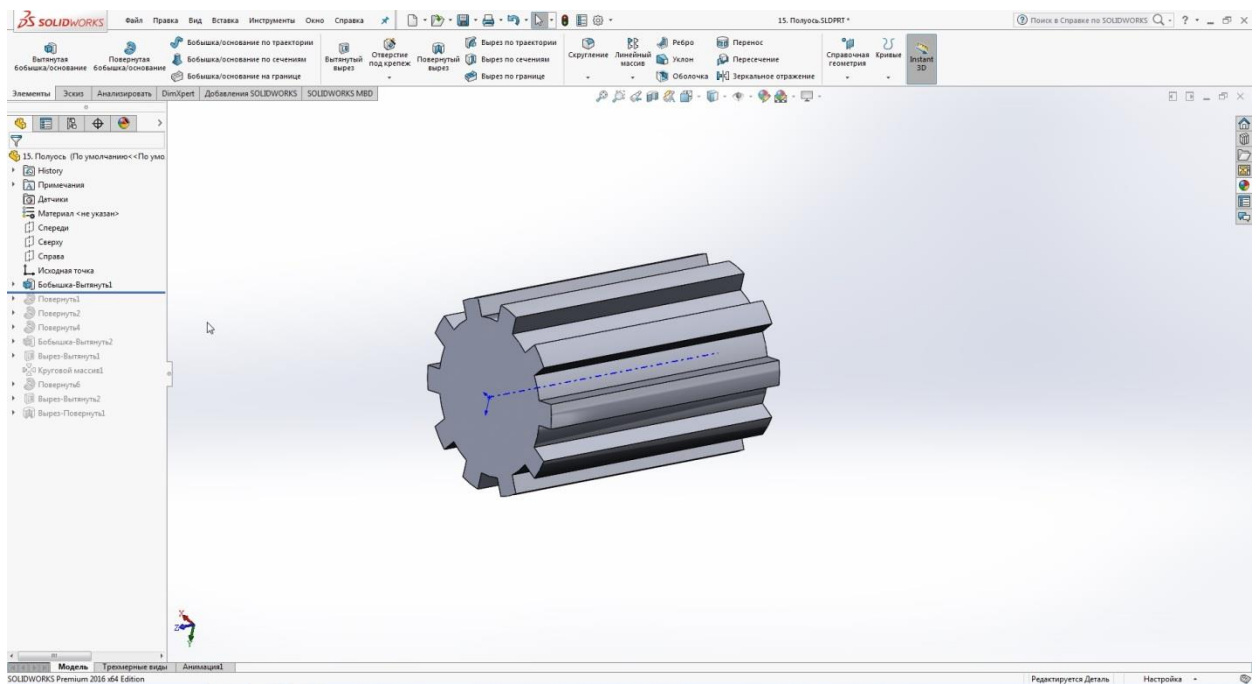


Рисунок 2.2.2 – Создание шлицов полуоси в программе SolidWorks

Происходит создание модели основной части полуоси. Последовательно строятся два эскиза и операторами типа «вытянутая бобышка/основание» и «повернутая бобышка/основание» происходит

создание объемной части модели. После операторами типа «вытянутый вырез» вырезается несколько отверстий по кругу для соединения полуоси со ступицей (см. рисунок 2.2.3).

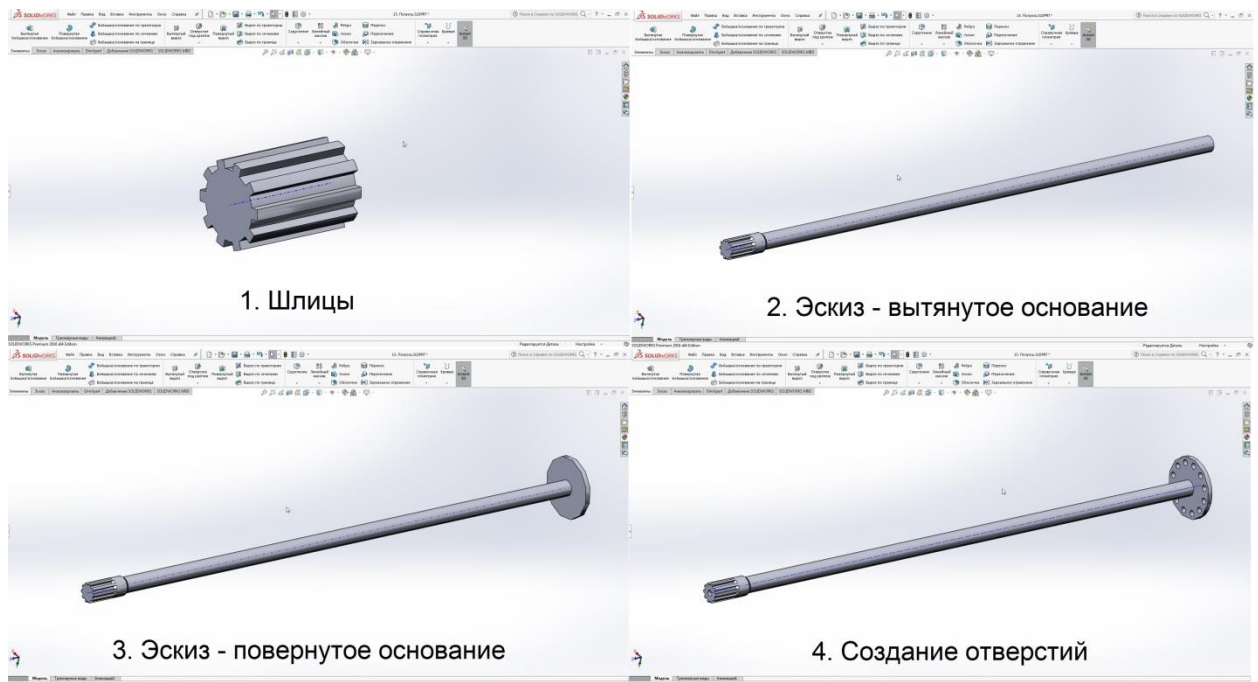


Рисунок 2.2.3 – Создание 3D модели полуоси

### 2.3. Создание 3D модели сборки ведущего моста

На основании твердотельных моделей деталей, которые были собраны в предыдущих главах и подглавах данного дипломного проекта, возможно произвести полную сборку ведущего моста легкового автомобиля.

3D модель сборки ведущего моста состоит из сборок и моделей:

- сборка главной передачи;
- сборка дифференциала;
- картер ведущего моста;
- прокладка крышки картера;
- полуоси;
- фланец вала ведущей шестерни главной передачи;
- подшипники;
- регулировочные кольца;
- регулировочная гайка;
- сальник фланца;



- крепежные элементы;
- крышки крепления подшипников.

Последовательность создания моделей некоторых из перечисленных деталей было продемонстрировано ранее в данной работе, остальные детали, последовательность создания которых не было представлено, не имеют сложных конструктивных решений, поэтому процесс их создания не демонстрируется.

В готовом картере моста необходимо сделать отверстия оператором типа «вытянутый вырез» и осуществить нарезание резьбы оператором типа «отверстие под крепеж/резьба».

После создания всех отдельных твердотельных моделей деталей и сборок моделей отдельных узлов возможно произвести сборку 3D модели ведущего моста (см. рисунок 2.3.3). Для демонстрации последовательности процесса сборки и демонстрации составляющих деталей сборки ведущего моста представляется разнесённый вид моста (см. рисунок 2.3.2). На рисунке 2.3.2 показывается последовательность процесса сборки ведущего моста.

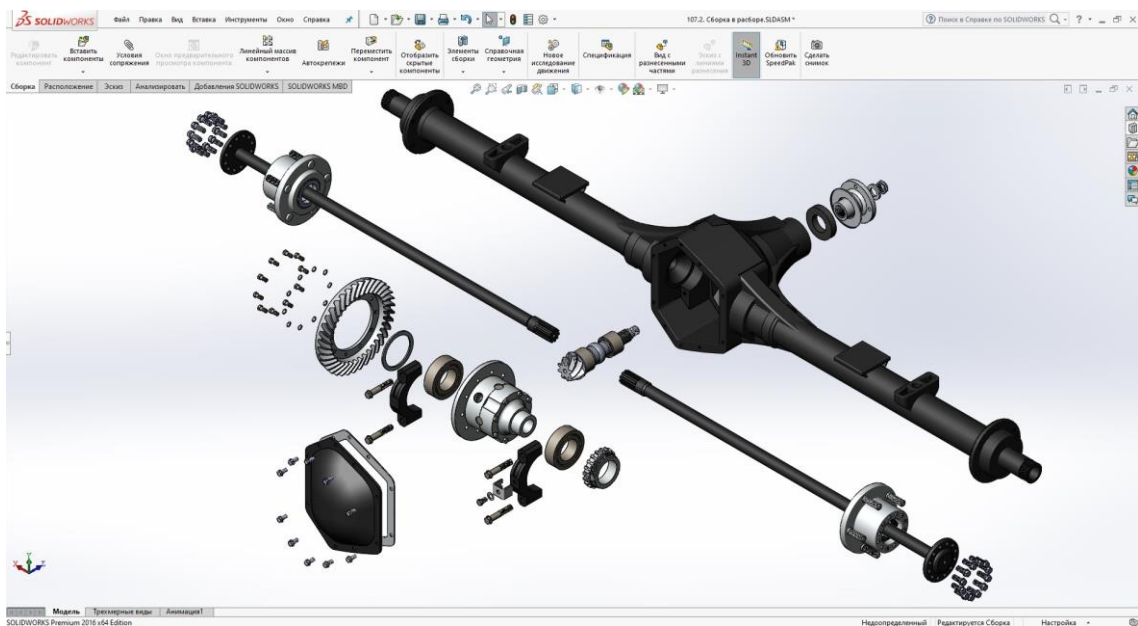


Рисунок 2.3.2 – Разнесенный вид сборки ведущего моста легкового автомобиля

На рисунке 2.3.2 видно, что для осуществления сборки моста необходимо концентрично выставить детали в нескольких плоскостях с помощью оператора «Условия сопряжения»:

1. концентричность кратера ведущего моста, полуосей, корпуса дифференциала, подшипников дифференциала, регулировочной гайки, регулировочной шайбы, сальника, фланца, ступиц;
2. концентричность всех болтов относительно отверстий под них,

После задания концентричностей для вышеперечисленных детали, с помощью оператора типа «Совпадение» совмещаем соответствующие плоскости деталей данной сборки.

Для демонстрации и визуализации деталей, находящихся внутри, картер, корпус дифференциала и ведомая шестерня сделаны с разрезом.

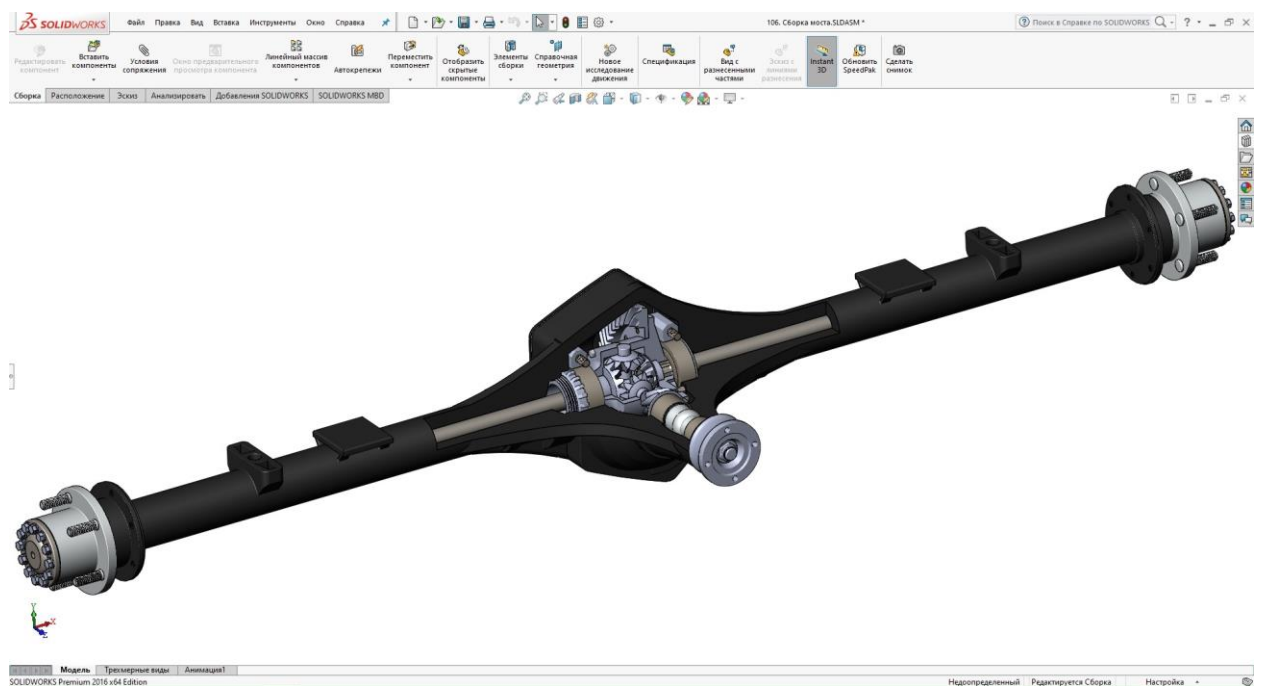


Рисунок 2.3.3 – Модель сборки ведущего моста

### **3. ПРОЧНОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ВЕДУЩЕГО МОСТА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ (МКЭ)**

Нагрузочные испытания проводятся с использованием метода конечных элементов (МКЭ), который представляет собой приближенное численное решение поставленных задач. Формально метод конечных элементов можно разбить на два основных свойства:

- дискретизация объекта исследования на конечное число элементарных элементов;
- аппроксимация исследуемых элементарных элементов.

Иначе говоря, метод конечных элементов заключается в замене большого тела сложной формы множеством мелких элементарных частиц простой геометрической формы. В результате расчет проводится для каждого элементарного тела, а затем результат складывается в общую картину с наглядными изменениями. Преимуществами данного метода являются

- объекты исследования могут иметь отличающуюся физическую природу и геометрическую форму;
- конечные элементы могут иметь разную форму, даже криволинейную;
- возможность использовать неоднородные и однородные поверхности объекта;
- возможность решать задачи контакта поверхностей;
- решать связанные задачи на одной действующей сетке объектов;
- используется параллельный расчёт конечных элементов, благодаря чему происходит ускорение получения результата.

Прочностные исследования моделей деталей и сборок проводятся в программном продукте SolidWorks Simulation. Для того, чтобы создать

анализ прочностного виртуального исследования необходимо, находясь в разделе Simulation произвести данный порядок действий:

- задание материала;
- определение мест крепления для детали или сборки из деталей;
- приложение одной или нескольких нагрузок;
- создание сетки для нагружения;
- получение результатов.

В соответствии с выбранным шагом сетки меняется степень точности результатов нагружений. Чем меньше шаг сетки, тем точнее будут результаты.

### **3.1. Проверка нагруженности корпуса дифференциала методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation**

Из корпусных деталей был выбран корпус дифференциала для оценки его нагруженности. Исследование проводилось по закреплению контакта отверстий корпуса дифференциала с осями сателлитов, а крутящий момент, исходя из конструкции конического дифференциала, подводился через отверстия креплений ведомой шестерни главной передачи и корпуса дифференциала. Крутящий момент, который прикладывается к корпусу, составляет 2500 Н\*м, это значение было получено в результате последовательного умножения крутящего момента двигателя, передаточного числа первой передачи коробки передач и передаточного числа главной передачи. Однако прикладывается он как сумма сил, перераспределенных по отверстиям крепления корпуса дифференциала к ведомой шестерне главной передачи. Материал корпуса - литая сталь 30ДХНЛ.

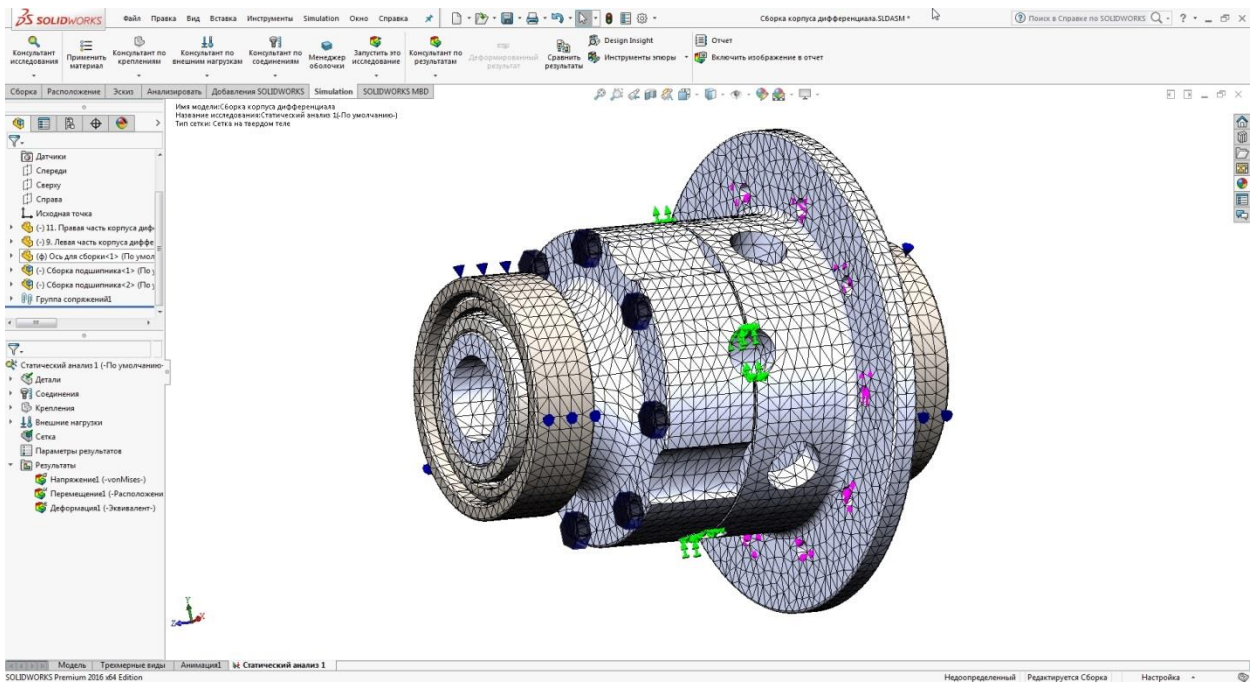


Рисунок 3.1.1 – Сетка корпуса дифференциала

Используемый материал - сталь 30ХГСА с пределом текучести  $\sigma_T = 830$  МПа. Максимальные напряжения в корпусе составили  $\sigma_{max} = 541$  МПа. По картине нагружений (см. рисунок 3.1.2) видно, что наибольшие напряжения приходятся на места контакта оси сателлитов и корпуса.

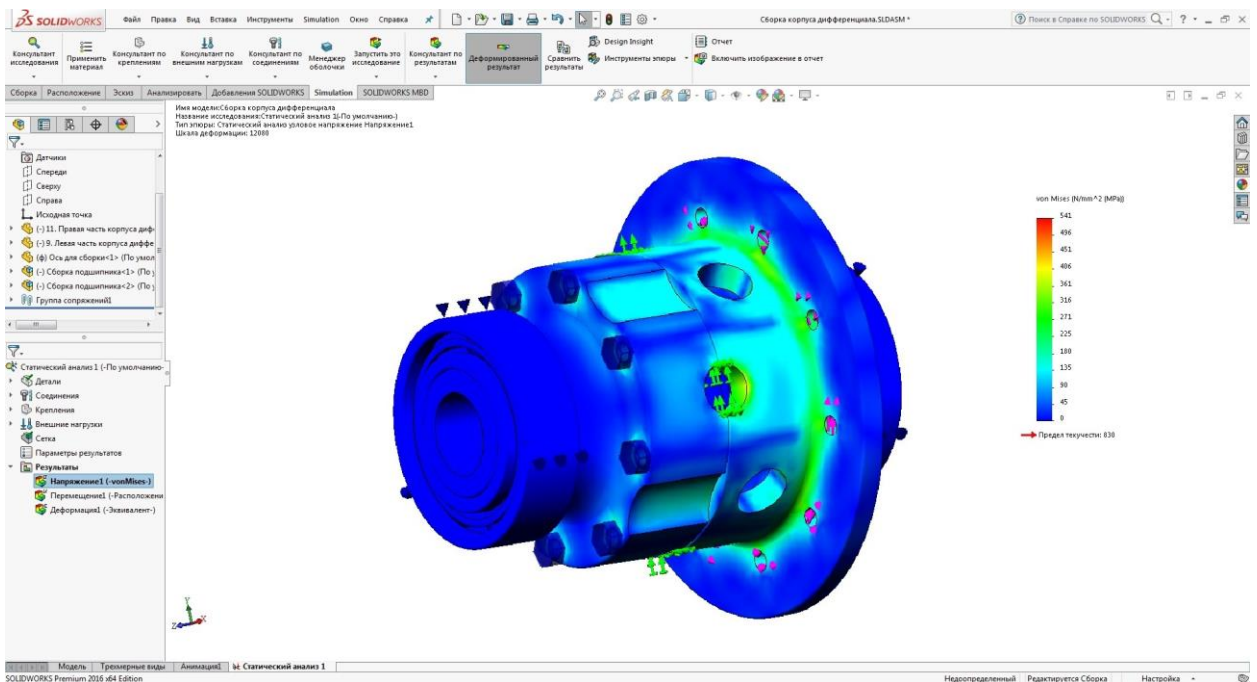


Рисунок 3.1.2 – Напряжения в корпусе дифференциала

В результате действия нагрузки на корпус дифференциала возникают перемещения в корпусе, эпюра распределения которых представлена на рисунке 3.1.3.

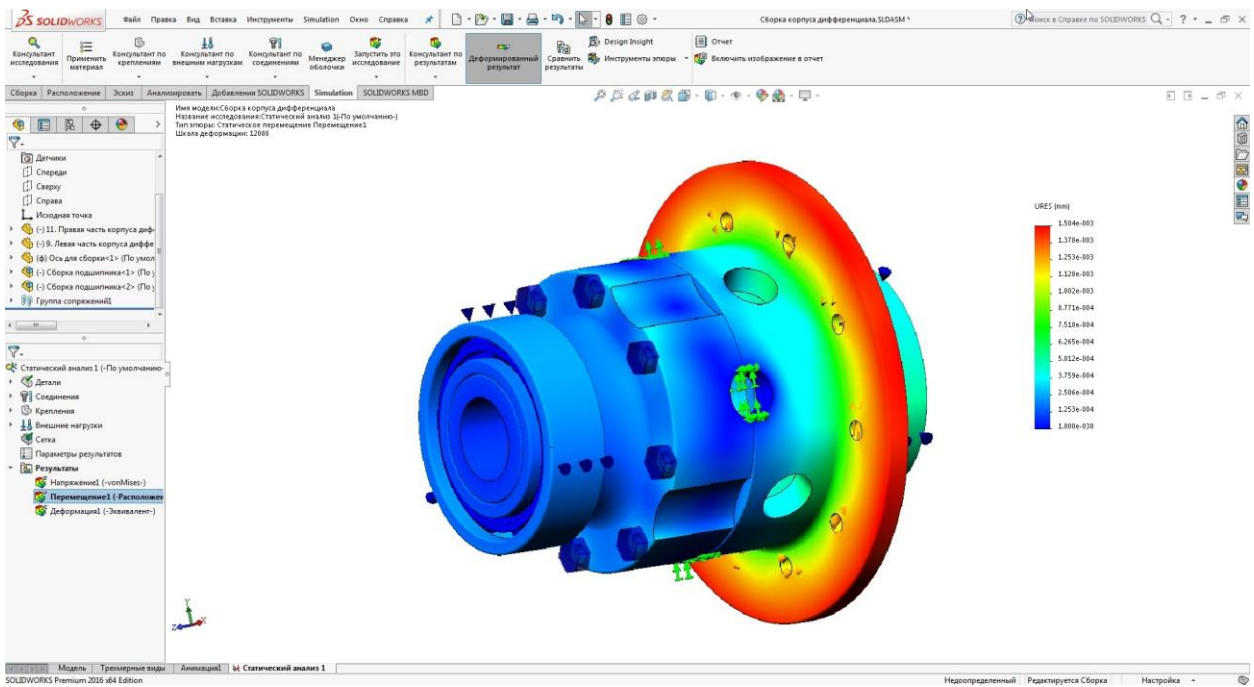


Рисунок 3.1.3 – Абсолютные перемещения в корпусе дифференциала

Как следствие появления абсолютных перемещений в корпусе дифференциала возникает деформация, которая отображена на рисунке 3.1.4.

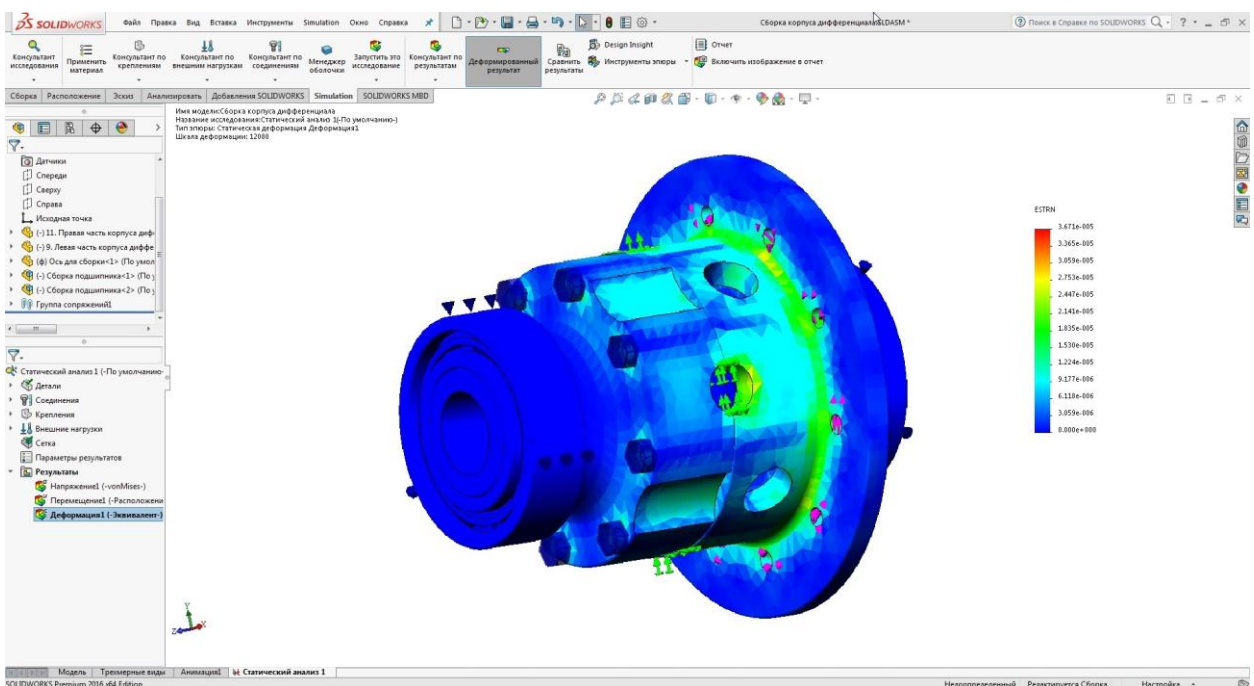


Рисунок 3.1.4 – Деформация корпуса дифференциала

### 3.2. Облегчение корпуса дифференциала и проверка его нагруженности методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation

Попытаемся снизить массу корпуса дифференциала и проверить нагруженность уже облегченного корпуса, используя ту же величину крутящего момента.

Левая и правая части корпуса дифференциала в сумме имели объем  $706,89 \text{ см}^3$ , что видно на рисунке 3.2.1

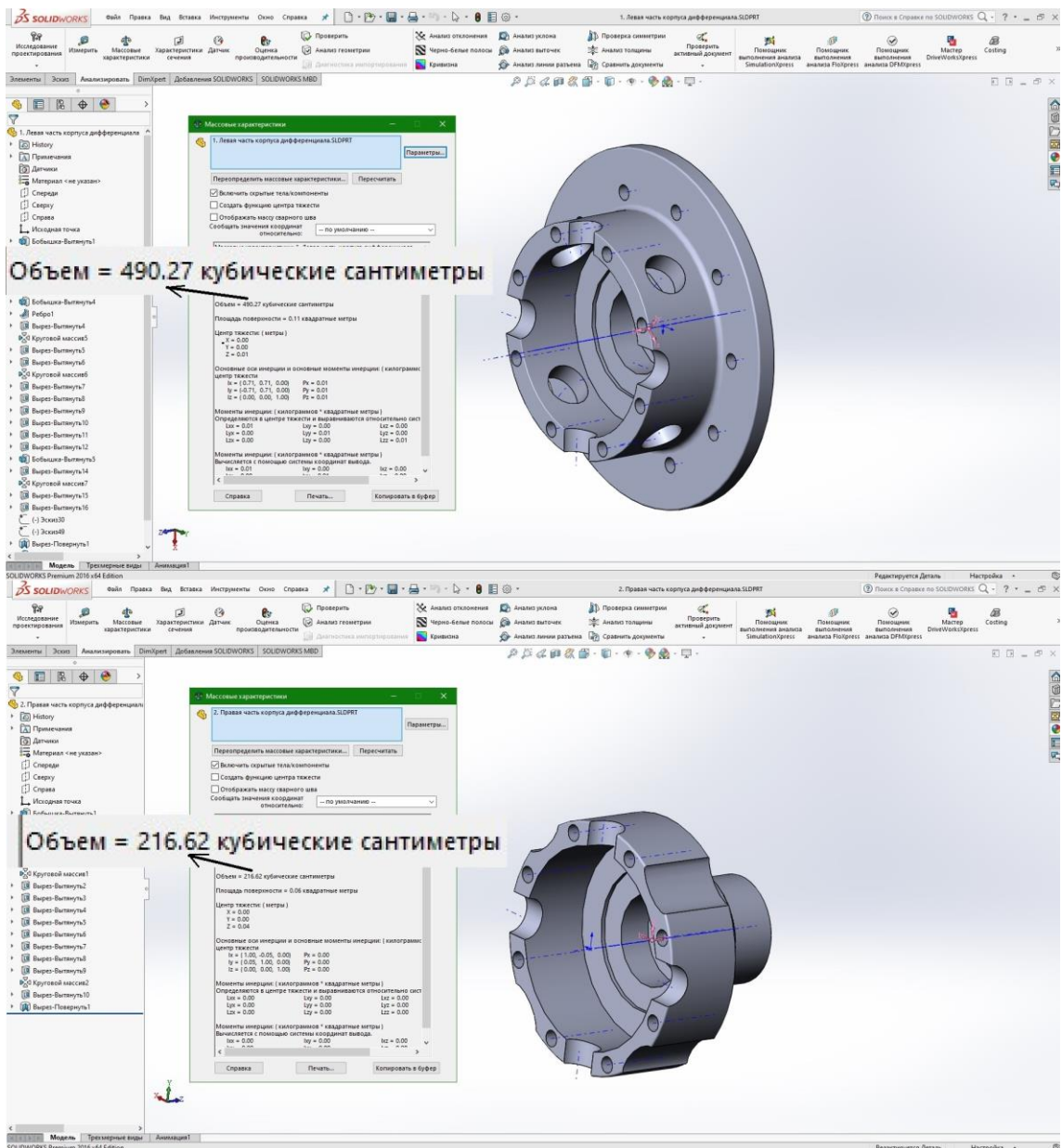


Рисунок 3.2.1 – Объем корпуса дифференциала

После утончения стенок корпуса дифференциала его объем в сумме стал  $639,94 \text{ см}^3$  (см. рисунок 3.2.2), что означает уменьшение объема детали на 10 %, а следовательно и массы на такую же величину.

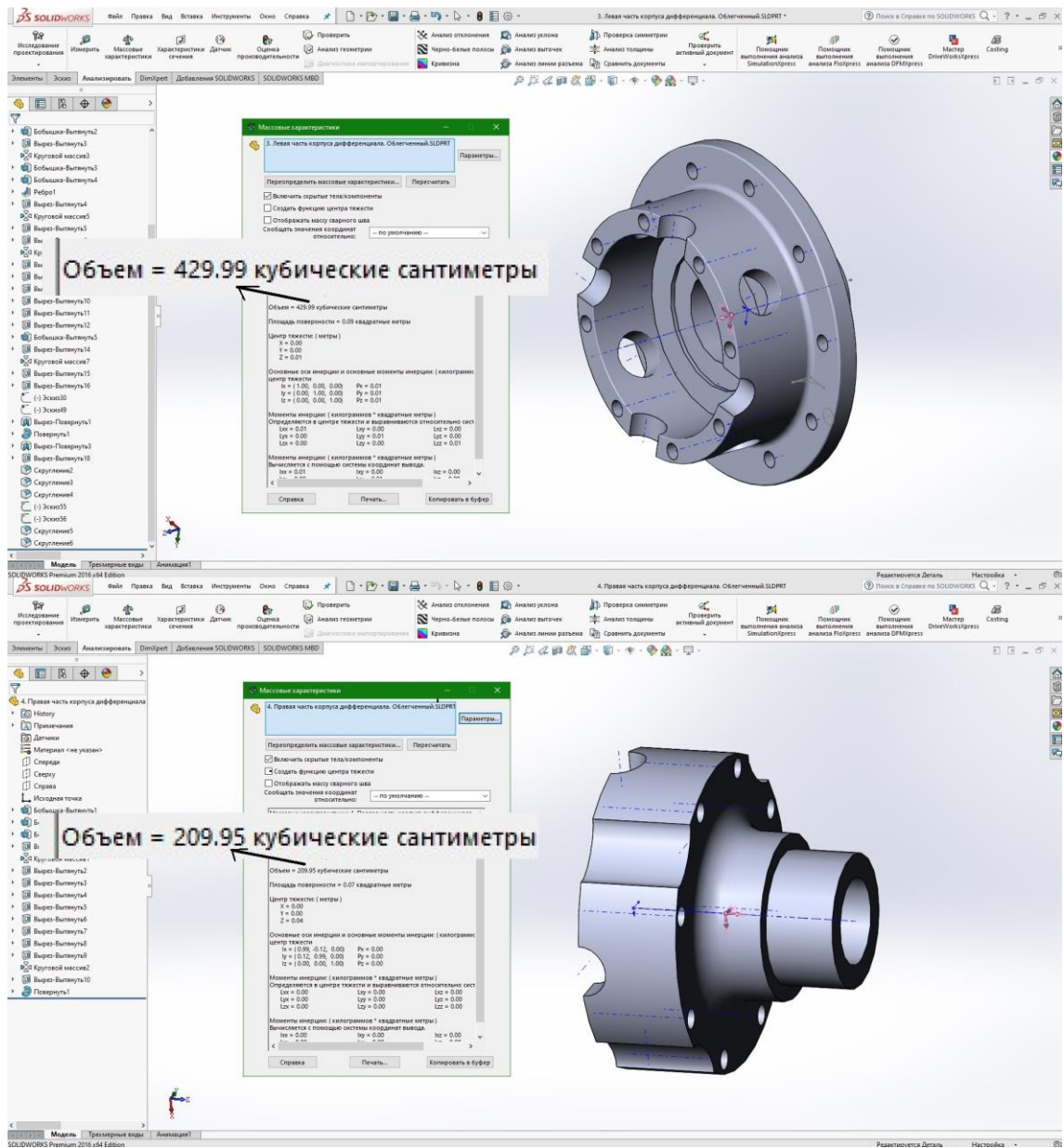


Рисунок 3.2.2 – Объем облегченного корпуса дифференциала

В той же последовательности, что и в пункте 3.1 данной записки, произведем нагружение этого облегченного корпуса. На рисунке 3.2.3 видно, что максимальные напряжения в облегченном корпусе получились  $\sigma_{\max} = 539 \text{ Мпа}$ , что на 2 Мпа меньше, чем в корпусе, имеющем массу на 10% больше. Следовательно, данное снижение массы не повлияло на ресурс детали, но



положительно повлияет на расход топлива автомобиля и количество вредных выбросов в атмосферу.

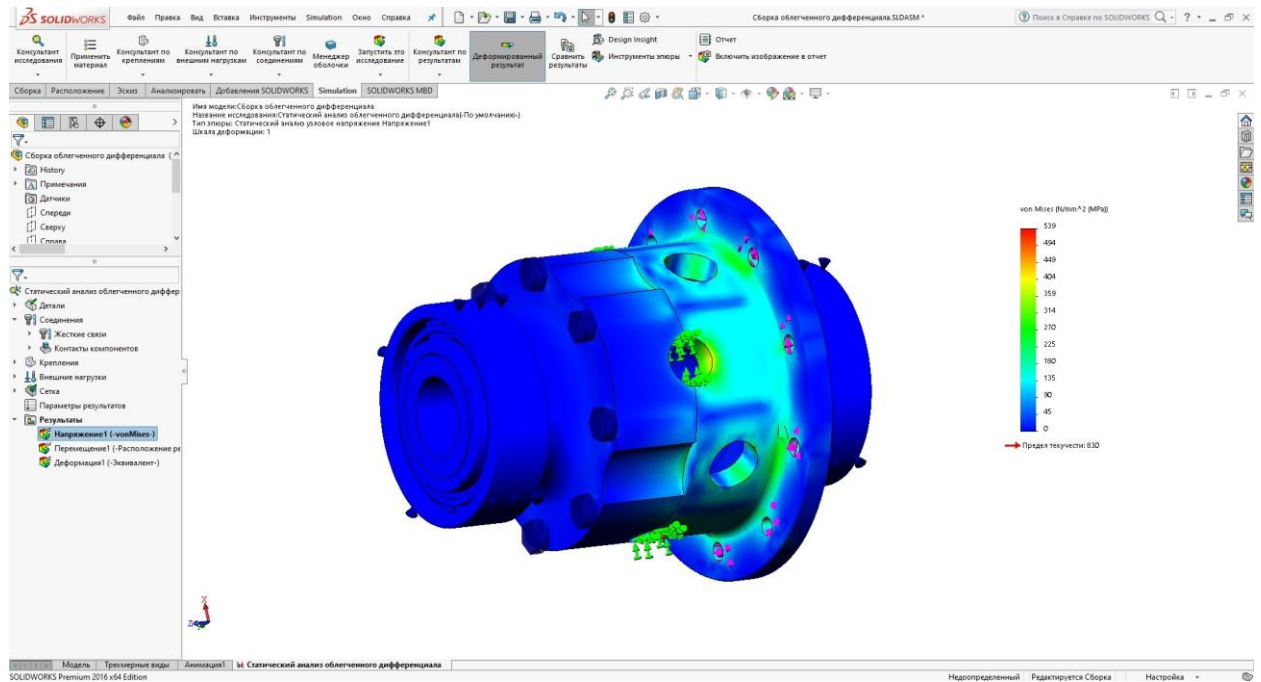


Рисунок 3.2.3 – Напряжения в облегченном корпусе дифференциала

### 3.3. Исследование нагруженности зубчатого зацепления главной передачи методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation

Для начала исследований в программном ресурсе SolidWorks необходимо перейти во вкладку Simulation в верхней левой части окна. После включения необходимо выбрать «Новое исследование» и затем указать «Статический анализ». В соответствии с рекомендациями, для зубчатых колес применяется материал «Сталь 45Х» с термообработкой (закалка и низкий отпуск). Предел текучести материала  $\sigma_T$  составляет 825 Мпа (см. рисунок 3.3.1).

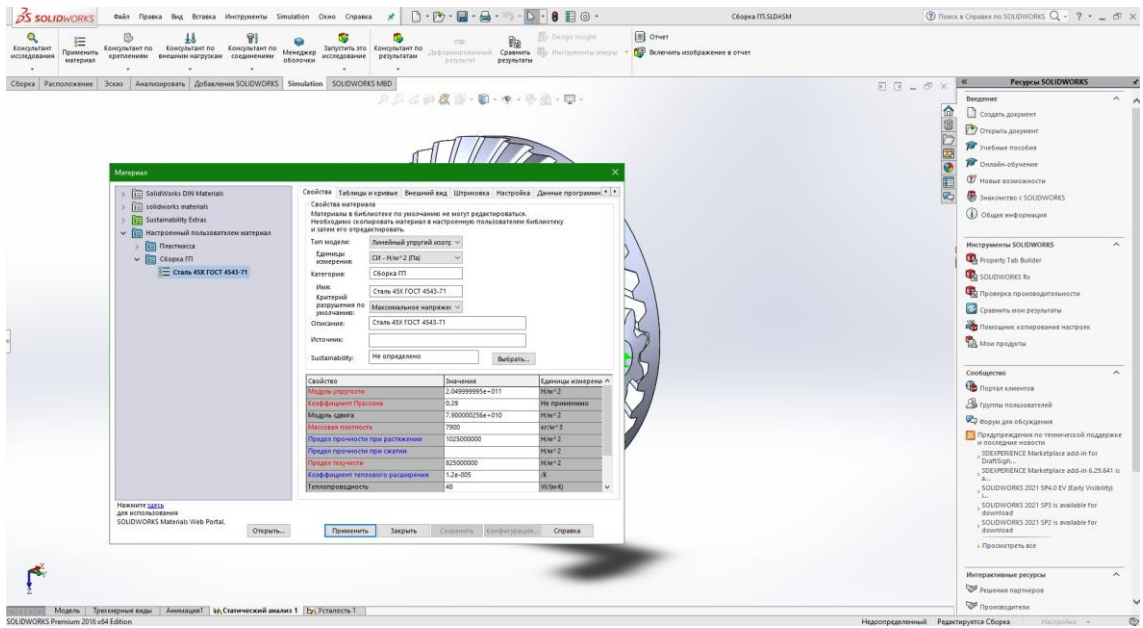


Рисунок 3.3.1 – Выбор материала

Следующим шагом необходимо выбрать тип фиксации шестерни и зубчатого колеса главной передачи. Для этого во вкладке «Крепления» применяем оператор «Зафиксированная геометрия» к цилиндрическим граням отверстий под болты зубчатого колеса, что ограничивает любое перемещение элемента и «Зафиксированный шарнир» к внутренней цилиндрической поверхности шестерни, что оставит возможность вращения детали вокруг оси. Также, к шестерне прикладывается крутящий момент.

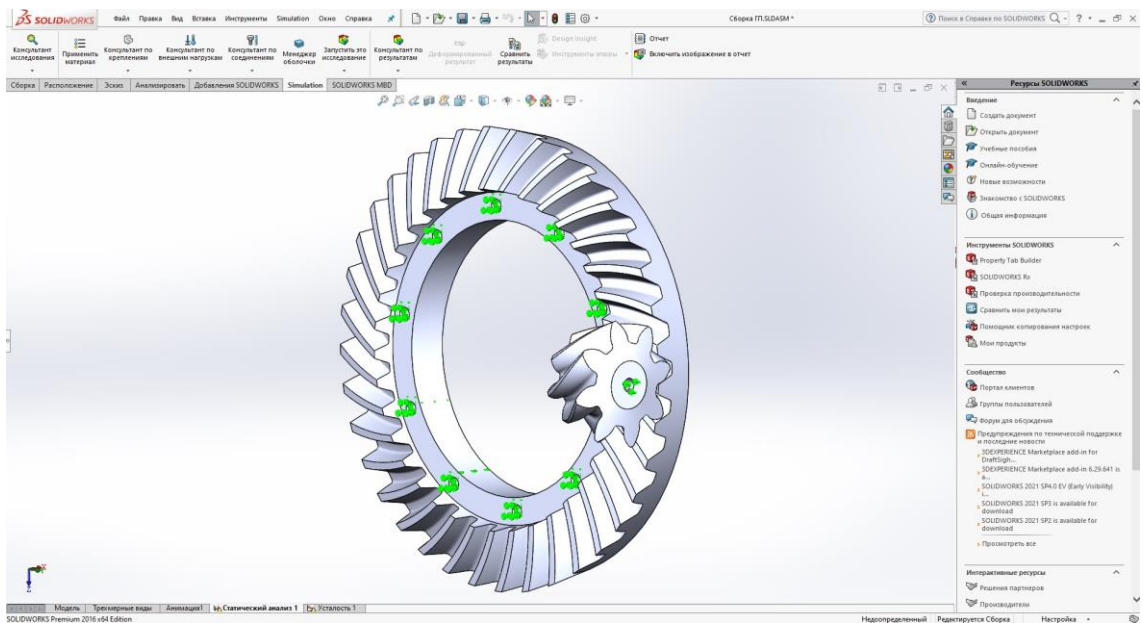


Рисунок 3.3.2 – Крепление элементов и приложение крутящего момента

Автоматический выбор поверхностей контакта не всегда корректно работает, что может привести к ошибке во время исследования, либо к неверным результатам. Для того, чтобы избежать подобное контакты поверхностей выбираются вручную.

Для задания поверхностей контакта необходимо перейти во вкладку «Соединения», дальше во вкладку «Набор контактов». В появившемся окне задать поверхность впадины шестерни для «Набора контактов 1» (на рисунке 3.3.3 представлено голубым цветом), а для «Набора контактов 2» – соответствующие контактирующие поверхности колеса (на рисунке 3.3.3 представлено фиолетовым цветом). Помимо этого, необходимо убедиться в активации условия «Нет проникновения», во избежание интерференции зубьев во время исследования.

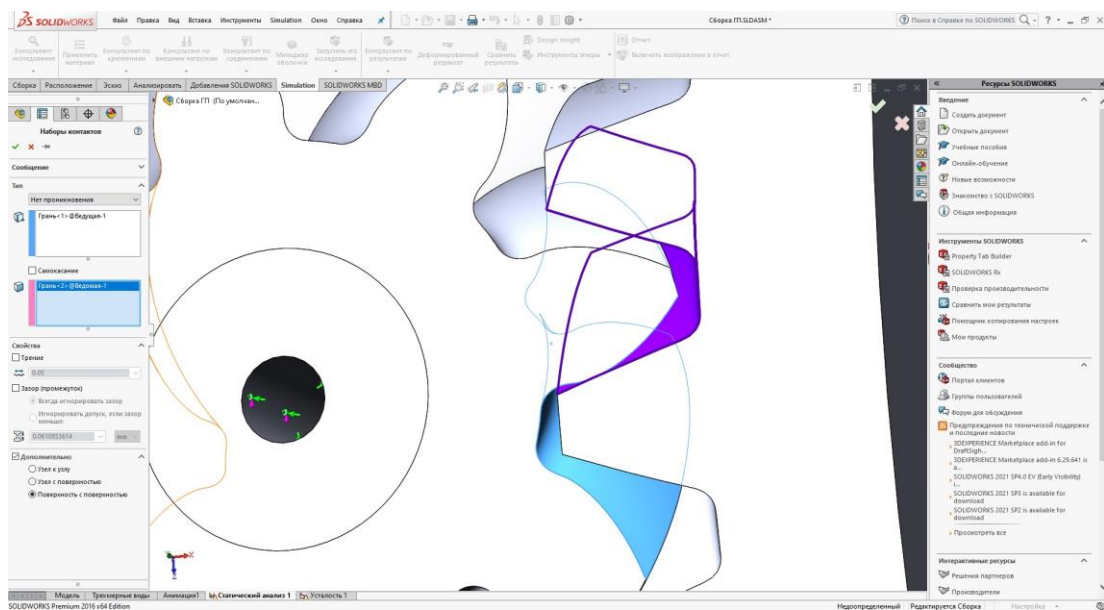


Рисунок 3.3.3 – Выбор контактирующих поверхностей

Перед запуском исследования необходимо произвести создание сетки деталей. Чем меньше будет шаг у сетки, тем, потенциально, выше будет точность полученных результатов. Для оптимизации процесса применяется сетка смешанной насыщенности, которая основывается на кривизне геометрии деталей. Это позволяет создать более мелкую сетку в местах изменения формы элементов и более крупную в плоских участках. Такое сочетание мелкого и более крупного шага сетки обеспечивает оптимальный

баланс между точностью исследования и временем, которое затрачивается для решения статической задачи.

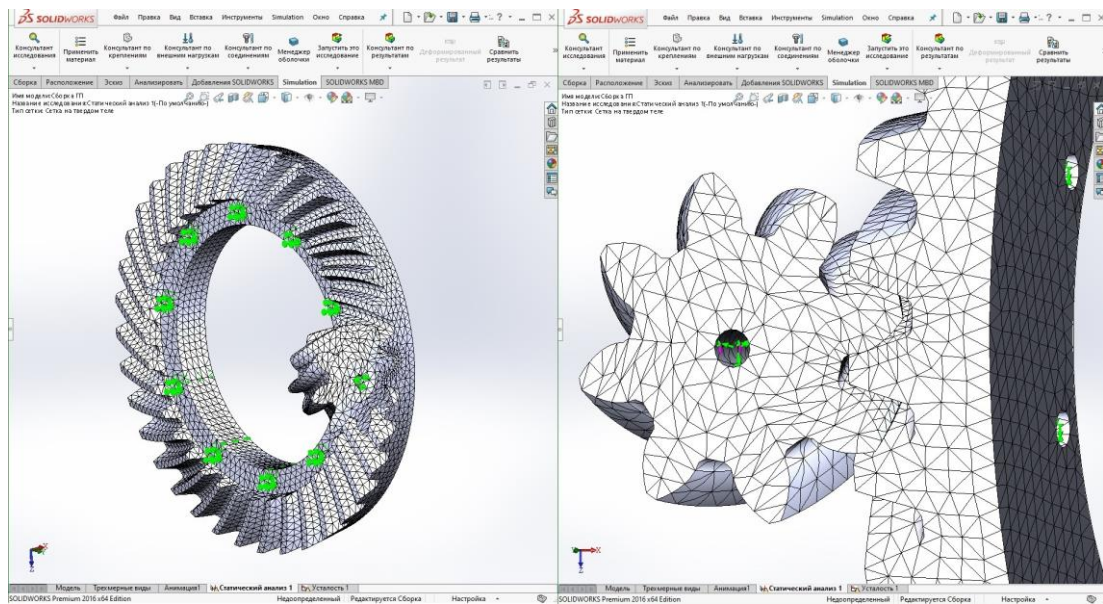


Рисунок 3.3.4 – Создание сетки деталей

Когда заданы все граничные условия, можно запускать процесс исследования. Для этого в главном меню программы SolidWorks Simulation необходимо выбрать команду «Запустить это исследование». После этого появится окно решающей программы, в которой подробно отображен процесс исследования, затраченное время и название данного исследования.

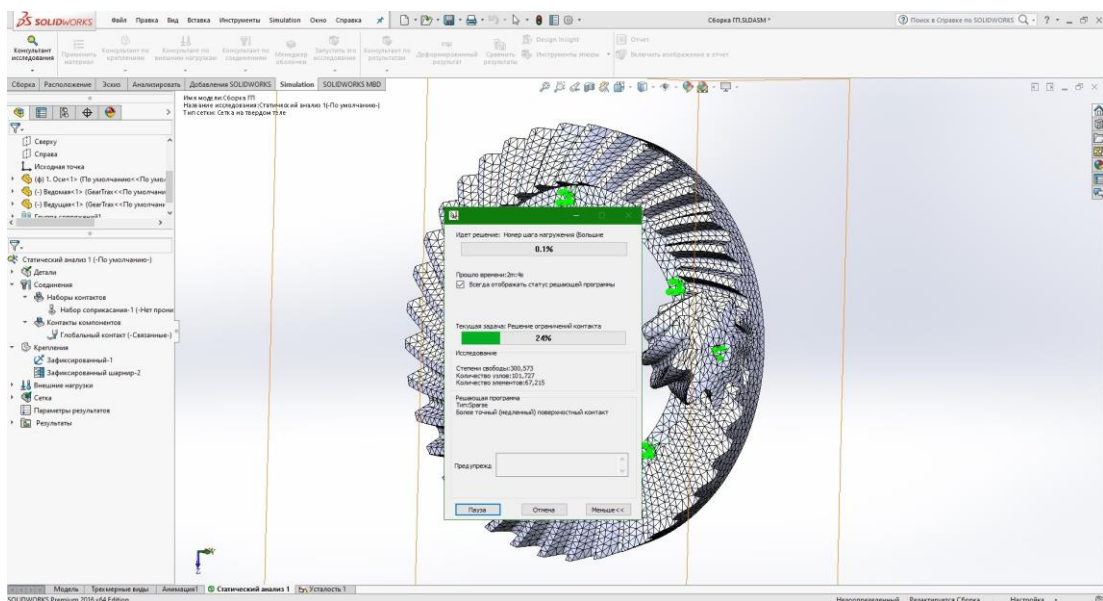


Рисунок 3.3.5 – Процесс расчета исследования

По завершению процесса исследования решающей программы, отображается результат этого исследования. Анализ результатов данного исследования позволили сделать вывод о том, что максимальные возникшие напряжения находятся в месте контакта зубчатых колес и составляют 631 МПа при пределе текучести  $\sigma_T$  стали 45Х равного 825 МПа. Для лучшей видимости, в изображении продублирован и увеличен вид шкалы напряжений.

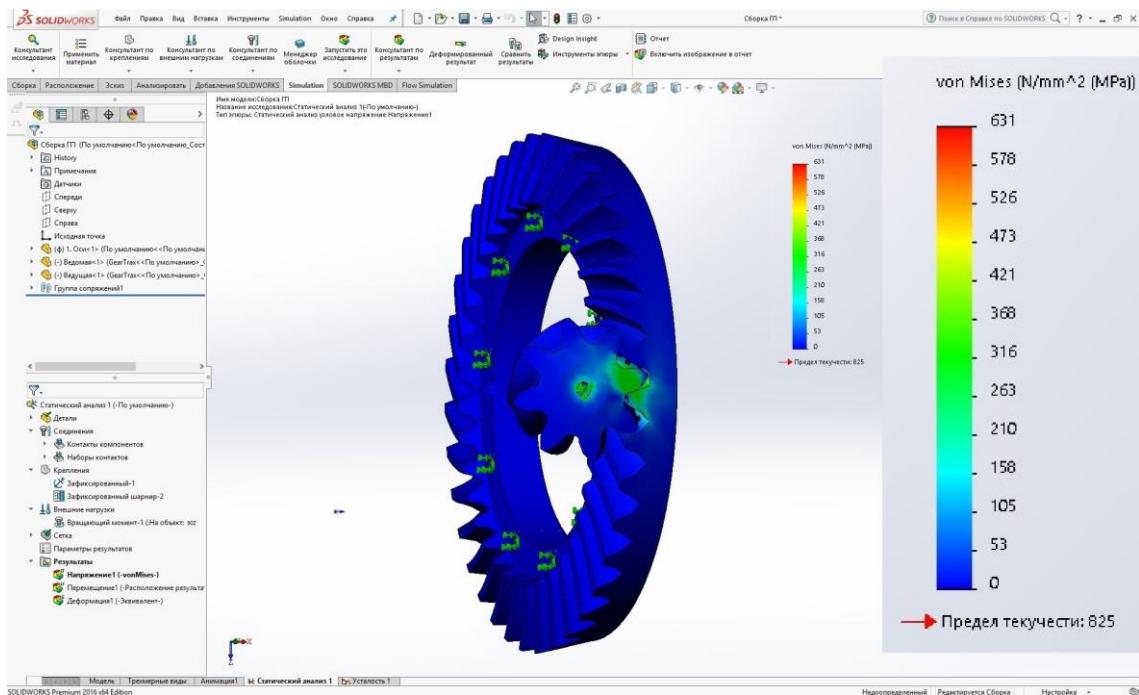


Рисунок 3.3.6 – Результат исследования

Подобным образом можно произвести исследование нагруженности главной передачи при любой включенной передаче. В данном случае был рассмотрена ситуация, когда включена первая передача, потому что в этом случае главная передача является наиболее нагруженной.

#### 3.4. Исследование нагруженности главной передачи при разном проходящем на нее крутящем моменте методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation

Зацепление главной передачи работает на всех передачах, следовательно, производить исследования её нагруженности нужно на каждой из них.

Результаты данных исследований нам будут нужны для дальнейшего их использования в усталостном исследовании данного зубчатого зацепления.

Для определения крутящего момента, который необходимо задать для исследования нагруженности на каждой передаче, нужно произвести умножение значений крутящего момента двигателя на передаточное число соответствующей передачи коробки передач. Для большего удобства, была составлена таблица, которая представлена на рисунке 3.4.1. Именно эти данные будут использоваться для процесса проведения статического анализа главной передачи, при различных включенных передачах коробки передач.

Величина крутящего момента на ГП при включении различных передач					
i	1	2	3	4	5
Мкр, Н*м	902	492	310	217	191

Рисунок 3.4.1 – Таблица величин крутящего момента на различных передачах

Полная последовательность действий для статического исследования указана в пункте 3.1. Отличаются они лишь значениями подводимого крутящего момента.

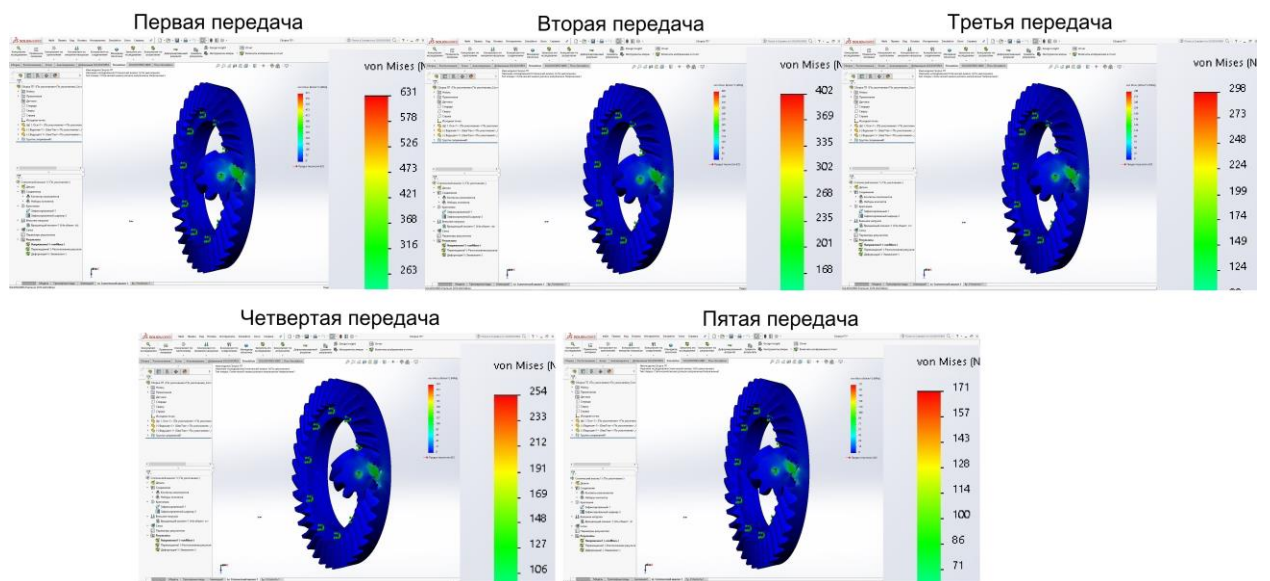


Рисунок 3.4.2 – Результаты исследования нагруженности на всех передачах переднего хода

По результатам исследований можно увидеть, что характер распределения нагруженности примерно одинаковый, но при этом сильно отличаются значения максимальных напряжений, возникших в пятне контакта зубьев.

Значения полученных напряжений в зависимости от включенной передачи коробки передач:

- $\sigma_{\max(1)} = 631$  МПа;
- $\sigma_{\max(2)} = 402$  МПа;
- $\sigma_{\max(3)} = 298$  МПа;
- $\sigma_{\max(4)} = 254$  МПа;
- $\sigma_{\max(5)} = 171$  МПа;

На этом исследовании главной передачи не закончились. На основе данных результатов статического анализа возможно проведение усталостного исследования.

### **3.5. Исследование долговечности главной передачи методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation**

Проведение усталостных исследований в подпрограмме SolidWorks Simulation возможно только после проведения статических нагружений, так как те результаты будут использованы для расчёта долговечности. В нашем случае будет проводиться усталостное исследование для главной передачи, так как, как уже было отмечено раньше, данное зубчатое зацепление работает постоянно, вне зависимости от выбранной передачи. Меняются только величины подводимого крутящего момента.

Первым шагом идёт «Применение данных усталости ко всем телам». Во всплывшем окне будет сразу же открыта вкладка с зависимостью возникающих напряжений от количества циклов до отказа для материала, ранее выбранного при статическом анализе. Необходимо выбрать источник определения кривой усталости. В нашем случае выбираем пункт «На основе ASME Кривые аустенитной стали». Если перейти в свойства для материала,

то есть возможность включить графическое отображение S-N кривой усталости.

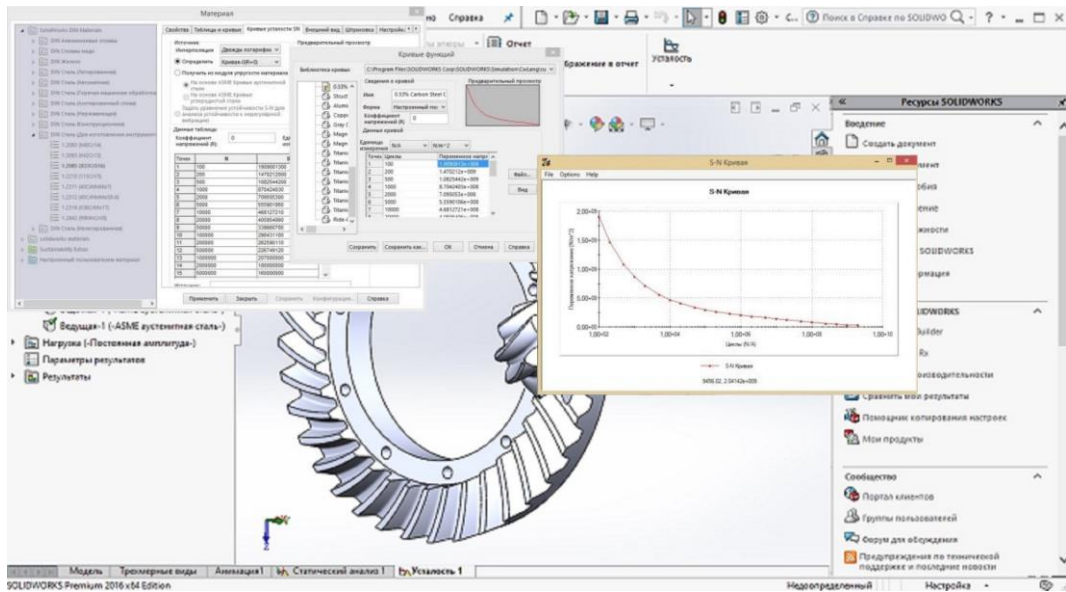


Рисунок 3.5.1 – Применение данных усталости

Далее применяется оператор «Добавить событие», с помощью которого выбирается статический анализ, на основе которого будет сделано усталостное исследование, после задается количество циклов нагружения. В нашем случае задаём 2 млрд.

После этого можно произвести запуск исследования. Проводить усталостное исследование будем по результатам каждого статического анализа, проведённого ранее, для определения долговечности зубчатого зацепления на каждой передаче.



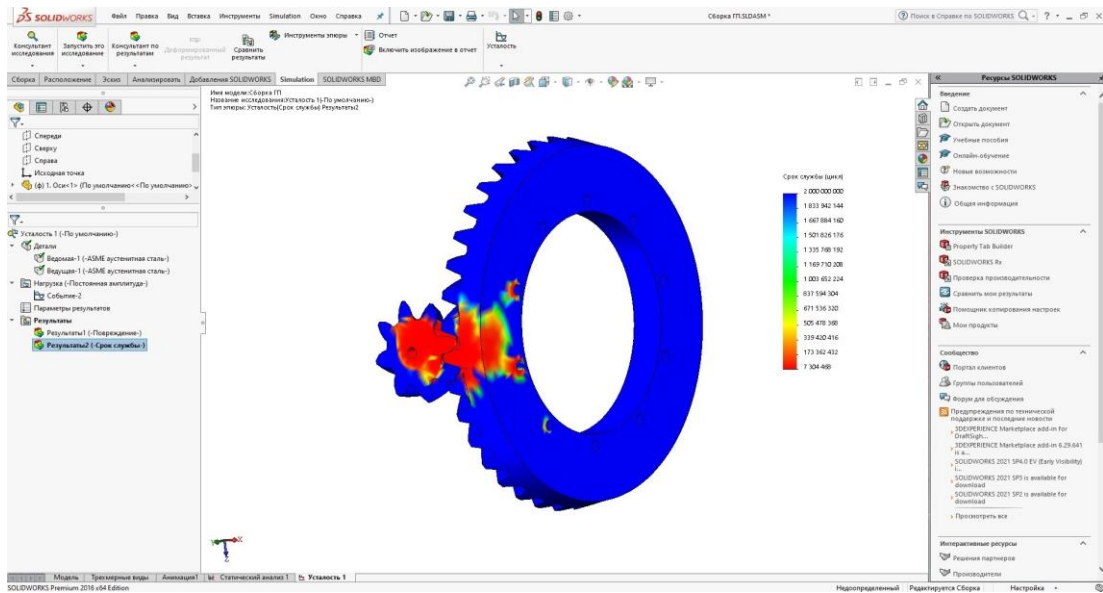


Рисунок 3.5.2 – Результат усталостного исследования на примере включенной первой передачи

В отличие от статического анализа, характер распространения критических величин (в случае усталостного исследования – максимального числа циклов нагружения) в зависимости от величины приложенного крутящего момента очень сильно отличается. Это связано с видом усталостной кривой. Результаты исследования для передач с первой по пятую представлены на рисунке 3.5.3. Для наилучшего восприятия, в изображения добавлен увеличенный вид шкалы.

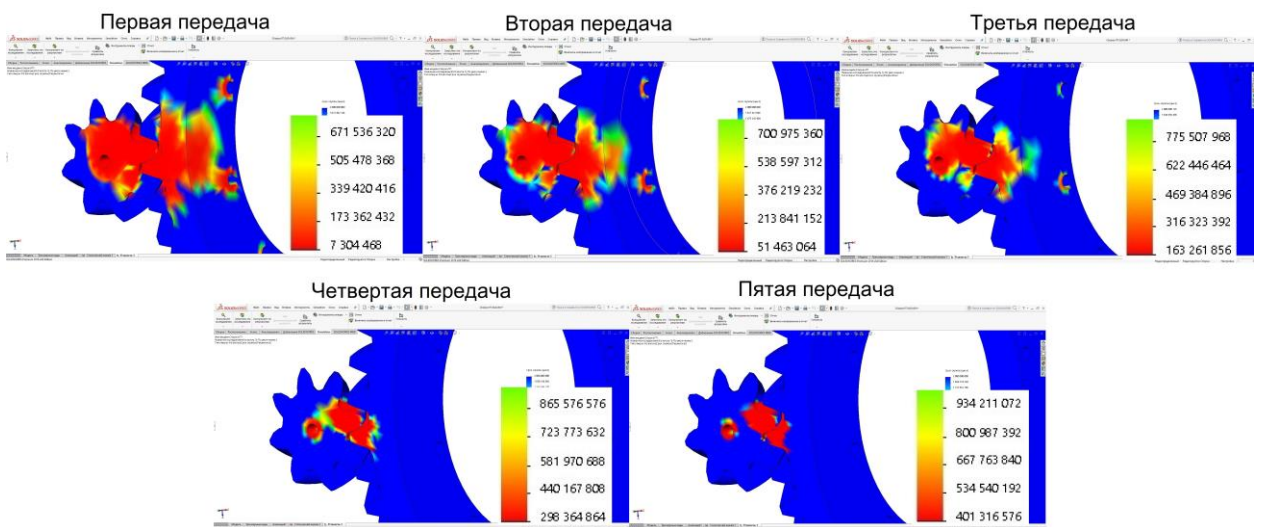


Рисунок 3.5.3 – Результаты усталостных исследований на передачах с первой по пятую

Результаты исследования получились следующими:

- 1 передача: 7 304 468 циклов
- 2 передача: 51 463 064 циклов
- 3 передача: 163 261 856 циклов
- 4 передача: 298 364 864 циклов
- 5 передача: 401 316 576 циклов

Полученные результаты не позволяют объективно оценить долговечность зубчатого зацепления, поэтому нужно выполнить пересчёт в пробег в километрах.

Для пересчёта количества циклов в пробег, необходимы такие данные, как длина окружности автомобильного колеса и передаточное отношение главной передачи. Длину окружности колеса принимаем равной 2337 мм, что соответствует колесу диаметром 16 дюймов с шиной размерностью 225/75. На легковых автомобилях среднего класса данный размер колес имеет большое распространение. Передаточное отношение главной передачи составляет 4,625. Следует отметить, что самым нагруженным элементом зубчатого зацепления главной передачи будет именно шестерня, так как она делает в 4,625 оборота больше, чем зубчатое колесо.

В итоге получаем таблицу со значениями циклов, которые пересчитаны в пробег в километрах.

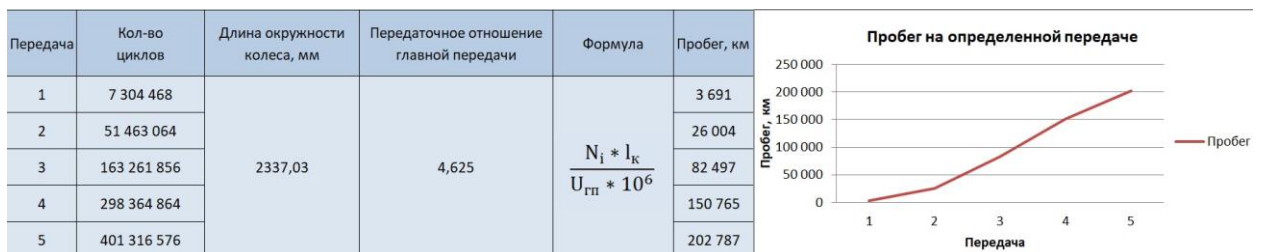


Рисунок 3.5.5 – Результат пересчета количества циклов в пробег

Стоит отметить, что полученный пробег является тем пробегом, который смогло бы выдержать зубчатое зацепление главной передачи, если бы всегда использовалась только лишь одна какая-либо передача. То есть, если бы,

например, была постоянно включена третья передача, то пробег до отказа составил бы 82497 км. Стоит напомнить, что усталостный анализ проводился на основе статического анализа, при котором подводился максимально возможный крутящий момент двигателя. Это обуславливает сравнительно небольшую величину пробега до отказа. В реальности подобные режимы работы невозможны. При этом, как можно видеть из таблицы на рис. 3.5.5, если бы аналогичным образом на постоянную основу была бы включена пятая передача, то пробег до отказа составил бы 202 тысячи километров. Для наглядности был создан график зависимости значений пробега до отказа от выбранной передачи, который, в свою очередь, напоминает перевёрнутую усталостную кривую, что указывает на адекватность полученных результатов и объясняет большую разницу для первой и пятой передачи.

### **3.6. Облегчение главной передачи, проверка её нагруженности и исследование её долговечности методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation**

Попытаемся снизить массу ведомой шестерни и проверить нагруженность уже облегченной главной передачи, используя те же величины крутящего момента.

Ведомая шестерня имела объем 1660,86 см<sup>3</sup>, что видно на рисунке 3.6.1.

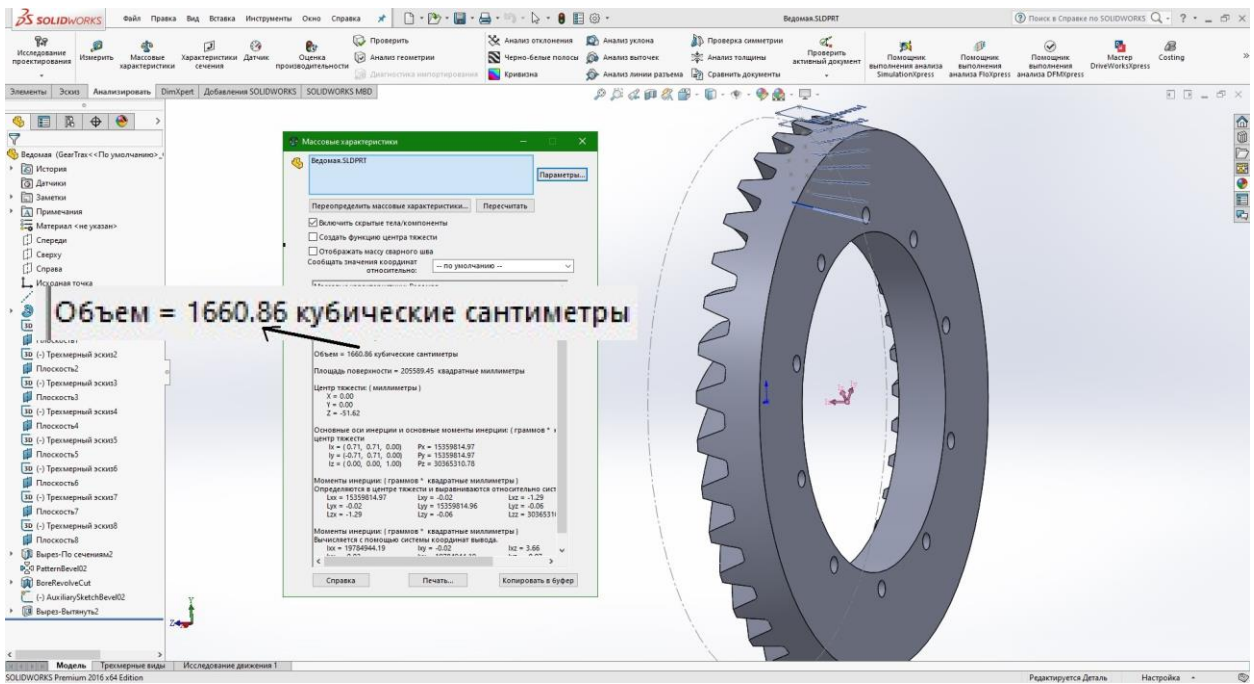


Рисунок 3.6.1 – Объем ведомой шестерни

После облегчения ведомой шестерни её объем стал  $1303,78 \text{ см}^3$  (см. рисунок 3.6.2), что означает уменьшение объема детали на 18%, а следовательно и массы на такую же величину.

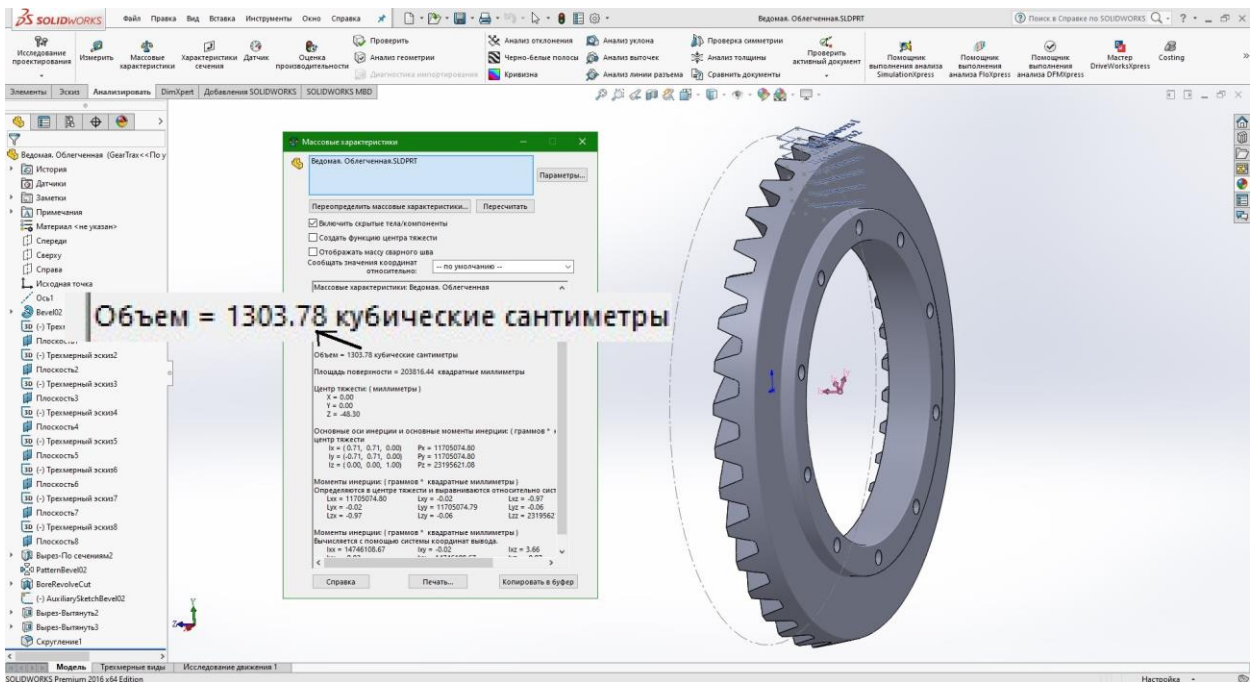


Рисунок 3.6.2 – Объем облегченной ведомой шестерни

В той же последовательности, что и в пункте 3.1 данной записки, произведем нагружение главной передачи с облегченной ведомой шестерней, при пяти крутящих моментах, величина которых зависит от включенной

передачи коробки передач. На рисунке 3.6.3 видно, что максимальные напряжения при облегченной ведомой шестерне составили:

- $\sigma_{\max}(1) = 633$  МПа;
- $\sigma_{\max}(2) = 405$  МПа;
- $\sigma_{\max}(3) = 303$  МПа;
- $\sigma_{\max}(4) = 252$  МПа;
- $\sigma_{\max}(5) = 161$  МПа;

Полученные результаты отличаются от тех, которые были при использовании необлегченной ведомой шестерни, всего на 2 – 5 МПа, следовательно, можно утверждать, что данное значительное снижение массы шестерни значительно не повлияет на ресурс.

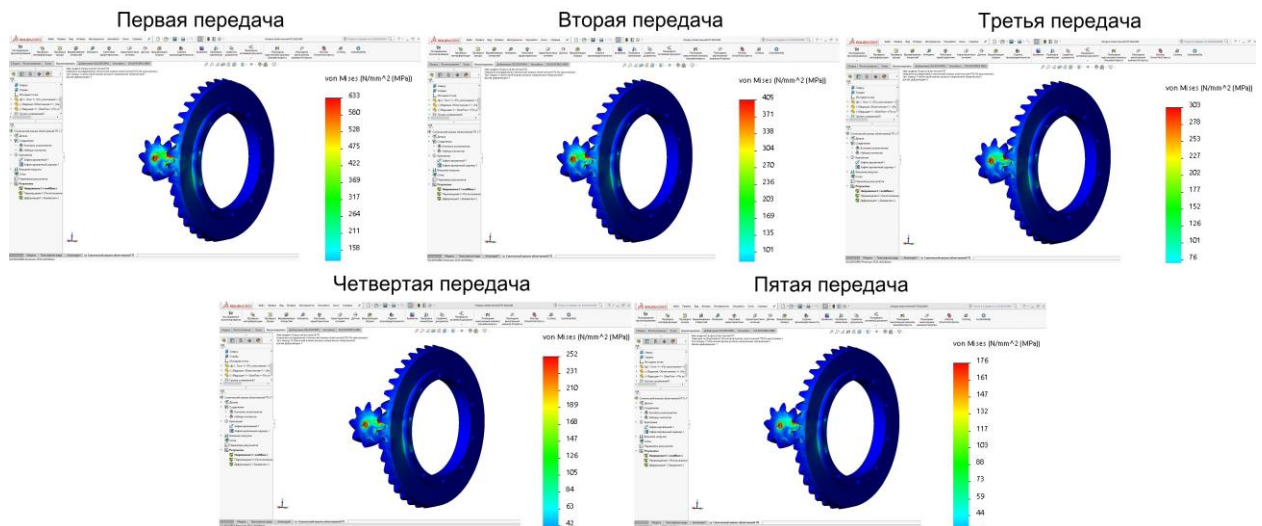


Рисунок 3.6.3 – Напряжения в главной передаче при облегченной ведомой шестерне

На основе этого статического анализа главной передачи по последовательности, описанной в пункте 3.5 данной записки, можно сделать усталостный анализ, чтобы проверить как снижение массы повлияло на долговечность главной передачи (см. рисунок 3.6.4).

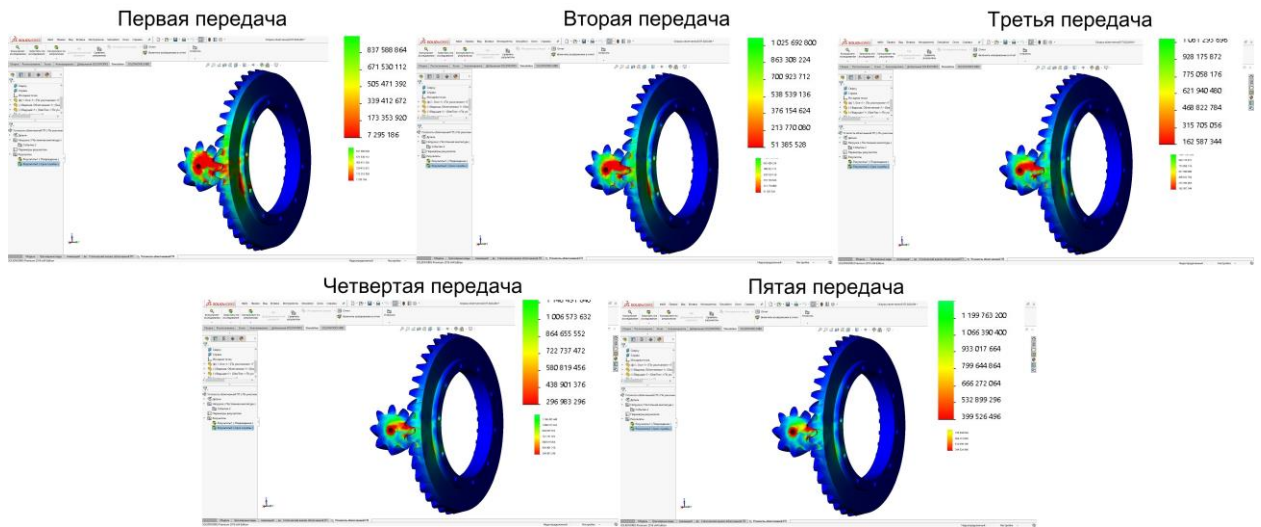


Рисунок 3.6.4 – Результаты усталостных исследований облегченной главной передачи на передачах с первой по пятую

Результаты исследования получились следующими:

- 1 передача: 7 295 186 циклов
- 2 передача: 51385 528 циклов
- 3 передача: 162 587 346 циклов
- 4 передача: 296 983 281 циклов
- 5 передача: 399 526 492 циклов

Пересчитая полученное количество циклов в пробег, измеряемый в километрах, используя последовательность, описанную в пункте 3.5 данной записки, получим следующие данные:



Рисунок 3.6.5 – Результат пересчета количества циклов в пробег, при использовании облегченной ведомой шестерни

Ресурс главной передачи после значительного снижения массы ведомой шестерни (массы была снижена на 18%) изменился в зависимости от включенной передачи коробки передачи на 0,14 – 0,46 % (см. рисунок 3.6.6).

Передача	Пробег до снижения массы детали, км	Пробег после снижения массы детали, км	Разница, %
1	3 691	3 686	0,14
2	26 004	25 965	0,15
3	82 497	82 156	0,41
4	150 765	150 067	0,46
5	202 787	201 882	0,45

Рисунок 3.6.6 – Сравнение результатов после облегчения ведомой шестерни

Исходя из полученных данных, можно утверждать, что значительное снижение массы ведомой шестерни значительно не повлияло на ресурс главной передачи, но сильно положительно повлияло на расход топлива автомобиля и количество вредных выбросов в атмосферу.

## **4. ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ И ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИНЖЕНЕРА-КОНСТРУКТОРА ПРИ РАБОТЕ НА ПЭВМ**

### **4.1. Классификация вредных и опасных факторов, влияющих на человека, работающего на ПЭВМ**

Согласно ГОСТ 12.0.003-2015 [20] приводится данная классификация: Классификация опасных и вредных производственных факторов, обладающих свойствами физического воздействия на организм человека:

- 1) опасные и вредные производственные факторы, связанные с акустическими колебаниями в производственной среде и характеризующиеся:
  - повышенным уровнем и другими неблагоприятными характеристиками шума;
- 2) опасные и вредные производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разницей электрических потенциалов, под действие которого попадает работающий, включая действие молнии и высоковольтного разряда в виде дуги, а также электрического разряда живых организмов;
- 3) опасные и вредные производственные факторы, связанные с электромагнитными полями, неионизирующими ткани тела человека:
  - 3а) постоянного характера, связанного с:
    - повышенным образованием электростатических зарядов;
    - наличием электростатического поля, чрезмерно отличающегося от поля Земли;
    - наличием постоянного магнитного поля, чрезмерно отличающегося от геомагнитного поля Земли;
  - 3б) переменного характера, связанного с:
    - наличием электромагнитных полей промышленных частот (порядка 50-60 Гц);



- наличием электромагнитных полей радиочастотного диапазона;

4) опасные и вредные производственные факторы, связанные со световой средой (некогерентными неионизирующими излучениями оптического диапазона электромагнитных полей) и характеризующиеся чрезмерными (аномальными относительно природных значений и спектра) характеристиками световой среды, затрудняющими безопасное ведение трудовой и производственной деятельности:

4а) отсутствие или недостаток необходимого естественного освещения;

Естественное освещение разделяется на боковое (световые проемы в стенах), верхнее (прозрачные перекрытия и световые фонари на крышах) и комбинированное. Величина освещенности в помещении от естественного света небосвода зависит от времени года, времени дня, наличия облачности, а также доли светового потока от небосвода, которая проникает в помещение. Эта доля зависит от размера световых проемов (окон, световых фонарей); светопропускаемости стекол (сильно зависит от загрязненности стекол); наличия напротив световых проемов зданий, растительности; коэффициентов отражения стен и потолка помещения (в помещениях с более светлой окраской естественная освещенность лучше) и т. д.

4б) отсутствие или недостатки необходимого искусственного освещения

При недостатке освещенности от естественного света используют искусственное освещение, создаваемое электрическими источниками света. По своему конструктивному исполнению искусственное освещение может быть общим, общим локализованным и комбинированным (см. рисунок 4.1.1).

При общем освещении все места в помещении получают свет от общей осветительной установки. В этой системе источники света распределены равномерно без учета расположения рабочих мест. Средний уровень

освещения должен быть равен уровню освещения, требуемого для выполнения предстоящей работы.

Общая локализованная система освещения предназначена для увеличения освещения посредством размещения ламп ближе к рабочим поверхностям. Светильники при таком освещении часто дают блики, и их рефлекторы должны быть расположены таким образом, чтобы они убрали источник света из прямого поля зрения работающего. Например, они могут быть направлены вверх.

Комбинированное освещение наряду с общим включает местное освещение (местный светильник, например, настольная лампа), сосредотачивающее световой поток непосредственно на рабочем месте. Использование местного освещения совместно с общим рекомендуется применять при высоких требованиях к освещенности.

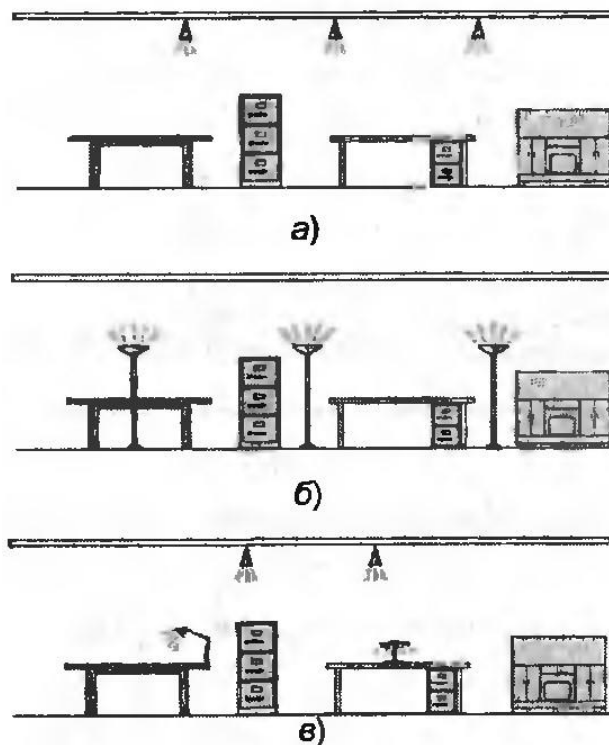


Рисунок 4.1.1 – Виды искусственного освещения: а – общее; б – общее локализованное; в - комбинированное

4в) повышенная яркость света;

4г) пониженная световая и цветовая контрастность;

4д) прямая и отраженная блесткость;

- 4е) повышенная пульсация светового потока;
- 5) опасные и вредные производственные факторы, связанные с неионизирующими излучениями, такими как:

- инфракрасное излучение;

В отличие от улицы, загрязненный воздух в помещении невозможно увидеть или почувствовать на вкус и запах. А когда мы чего-то не видим, мы на это не обращаем внимания.

Но это неправильно. Влияние загрязненного воздуха на здоровье хорошо известно. Он вызывает инфекции дыхательных путей, его также считают одной из причин рака легких и хронической обструктивной болезни легких (ХОБЛ).

Двухлетнее исследование, проведенное медицинским журналом Lancet, показало, что плохое качество воздуха является причиной преждевременной смерти 6,5 млн человек ежегодно.

Оно также снижает производительность труда.

Мы стараемся спрятаться от загрязненного воздуха в помещении, но это - ошибка.

По данным Американского агентства по охране окружающей среды (EPA), загрязнение воздуха в помещениях обычно вдвое, а то и в пять раз выше, чем под открытым небом. В экстремальных случаях воздух в замкнутом пространстве может быть в 100 раз грязнее, чем на улице.

По данным журнала Lancet, из-за низкого качества воздуха на рабочем месте каждый год умирает 800 тыс. человек.

## **4.2. Общие эргономические требования и требования к производственной среде**

Данные требования изложены в ГОСТ Р 50923-96 [21]:

### **4.2.1. Требования к микроклимату**

На рабочем месте оператора должны обеспечиваться оптимальные микроклиматические условия в холодный и теплый периоды года.

Относительная влажность воздуха на рабочем месте оператора должна составлять 40-60%.

Скорость движения воздуха на рабочем месте оператора должна быть 0,1 м/с.

Температура воздуха на рабочем месте в холодный период года должна быть от 22 до 24 °С, в теплый период года - от 23 до 25 °С.

Разница температуры на уровне пола и уровне головы оператора в положении сидя не должна превышать 3 °С.

#### 4.2.2. Требования к освещению

Освещенность рабочего места оператора на рабочем столе в горизонтальной плоскости от общего искусственного освещения должна быть от 300 до 500 лк.

Отношение яркостей в зоне наблюдения (экран, документ, поверхность стола) должно быть не более 10:1.

Для освещения зоны расположения документов допускается установка светильников местного освещения.

В поле зрения оператора должны отсутствовать прямая и отраженная блескость. Для снижения блескости необходимо:

- оборудовать световые проемы солнцезащитными устройствами (шторами, регулируемые жалюзи, внешними козырьками и т.д.);

- использовать для общего освещения светильники с рассеивателями и экранирующими решетками, яркость которых в зоне углов излучения более 50° от вертикали не должна превышать 200 кд/м;

- использовать для местного освещения светильники с непросвечивающим отражателем и защитным углом не менее 40°;

- размещать рабочий стол так, чтобы оконный проем находился сбоку (справа или слева), при этом дисплей должен располагаться на поверхности стола справа или слева от оператора;

- размещать рабочий стол между рядами светильников общего освещения;

- использовать дисплей, имеющий антибликовое покрытие экрана или антибликовый фильтр.

На рабочем месте оператора должна быть ограничена пульсация освещенности от газоразрядных источников света.

Для ограничения пульсации освещенности следует использовать в светильниках с газоразрядными лампами высокочастотные пускорегулирующие аппараты или включать лампы в многоламповых светильниках (или рядом расположенные светильники общего освещения) на разные фазы трехфазной сети и использовать преимущественно люминесцентные лампы белого света.

#### 4.2.3. Требования к шуму

Требования к шуму в помещении представлены в ГОСТ Р 50923-96 [21].

Уровень шума на рабочем месте оператора не должен превышать значений, указанных в таблице 4.2.3.1.

Таблица 4.2.3.1 – Уровни шума на рабочем месте оператора

Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука и эквивалентный уровень звука, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Печатающее оборудование, являющееся источником шума, следует устанавливать на звукопоглощающей поверхности автономно от рабочего места оператора.

Уровень шума на рабочем месте оператора при работающем печатающем оборудовании не должен превышать значений, указанных в таблице 4.2.3.2.

Таблица 4.2.3.2 – Уровни шума на рабочем месте оператора при работающем печатающем оборудовании

Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровень звука и эквивалентный уровень звука, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
103	91	83	77	73	70	68	66	64	75

#### 4.2.4. Требования к электромагнитному излучению

Предельно допустимые уровни (ПДУ) напряженности электрического и магнитного полей, плотности потока энергии ЭМП не должны превышать значений, представленных в таблице 4.2.4.1

Таблица 4.2.4.1 – Максимальные ПДУ напряженности и плотности потока энергии ЭМП диапазона частот  $\geq 30$  кГц – 300 ГГц [25]

Параметр	Максимально допустимые уровни в диапазонах частот (МГц)				
	$\geq 0,03 - 3,0$	$\geq 3,0 - 30,0$	$\geq 30,0 - 50,0$	$\geq 50,0 - 300,0$	$\geq 300,0 - 300000$
Е, В/м	500	300	80	80	-
Н, А/м	50	-	3,0	-	-
ППЭ, мкВт/см <sup>2</sup>	-	-	-	-	1 000
ППЭ (для условий локального облучения кистей рук), мкВт/см <sup>2</sup>	-	-	-	-	5 000

Предельно допустимые уровни импульсных электромагнитных полей (ИЭМП) на персонал представлены в таблице 4.2.4.2. При попадании значений временных параметров электромагнитного импульса между указанными в таблице используется наименьшее значение ПДУ из смежных ячеек таблицы.

Таблица 4.2.4.2 – Предельно допустимые уровни напряженности электрической составляющей ИЭМП (кВт/м) для персонала в зависимости от временных параметров электромагнитных импульсов [25]

		Длительность фронта ( $t_{фр}$ ), нс																		
		0,1	0,2	0,5	1	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	30	40	50
Длительность импульса ( $t_{имп}$ ), нс	1	3,9	3,7	3,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2	3,3	3,2	3	2,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	3	3	2,9	2,8	2,6	2,1	2,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	5	2,7	2,7	2,6	2,5	2,1	2,1	2,4	2,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	8	2,6	2,5	2,4	2,3	2,1	2,1	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	-	-	-	-	-	-	-	-
	10	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,1	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	-	-	-	-	-	-
	15	2,3	2,3	2,2	2,2	2,1	2,1	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	-	-	-	-	-
	20	2,2	2,2	2,2	2,1	2,1	2,1	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,9	3,4	-	-	-	-
	50	2,1	2,1	2,1	2,1	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,6	2,7	2,8	3,3	3,7	4,5	5	-
	100	2	2	2	2	2	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	3,3	3,7	4,3	4,8	7
	200	2	2	2	2	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,7	2,8	3,3	3,7	4,2	4,6	4,9
400	2	2	2	2	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,7	2,8	3,3	3,7	4,2	4,5	4,8	
500	2	2	2	2	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,4	2,5	2,5	2,7	2,8	3,3	3,7	4,1	4,4	4,7	
1000	2	2	2	2	2	2,1	2,3	2,3	2,4	2,4	2,4	2,5	2,7	2,8	3,3	3,6	4	4,3	4,6	

#### 4.2.5. Требования к качеству воздуха

Предельно допустимое содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны:

а) Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК), используемых при проектировании производственных зданий, технологических процессов, оборудования, вентиляции, для контроля за качеством производственной среды и профилактики неблагоприятного воздействия на здоровье работающих [26].

б) Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны подлежит систематическому контролю для предупреждения возможности превышения предельно допустимых концентраций - максимально разовых рабочей зоны и среднесменных рабочей зоны [26]

в) При одновременном содержании в воздухе рабочей зоны нескольких вредных веществ разнонаправленного действия ПДК остаются такими же, как и при изолированном воздействии [26].

г) При одновременном содержании в воздухе рабочей зоны нескольких вредных веществ однонаправленного действия (по заключению органов государственного санитарного надзора) сумма отношений фактических

концентраций каждого из них в воздухе к их ПДК не должна превышать единицы [26].

#### **4.3. Вывод по разделу ПЭБ**

В данном разделе ПЭБ была рассмотрены вредные и опасные факторы, влияющие на человека, работающего на ПЭВМ, были приведены требования к микроклимату, освещению, шуму, электромагнитному излучению и качеству воздуха, соблюдение которых обеспечивает высокую работоспособность работающих и минимизацию последствий, возникающих из-за негативных факторов влияния среды на человека.



## **5. РАСЧЁТ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАТРАТ НА ВНЕДРЕНИЕ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО ТРЁХМЕРНОГО ТВЕРДОТЕЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

### **5.1. Исследование рынка систем автоматизированного проектирования(САПР)**

На сегодняшний день уровень компьютеризации очень высок, а, следовательно, компьютерное проектирование также становится неотъемлемой частью разработки автомобилей, их узлов и агрегатов и заменяет традиционные способы черчения. Все САПР можно поделить на 2 категории:

- двухмерные системы;
- трехмерные системы;

В последнее время все большее количество проектировщиков переходит к работе в трехмерных САПР. Это связано с удобством изменения модели (нет необходимости менять каждый вид чертежа), упрощением процесса проверки спроектированной детали, сложностью отображения на чертеже модели со сложной формой поверхности, невозможностью передачи двухмерной модели в прикладные программы (например, для печати на 3D-принтере). В свою очередь, для оформления технической документации необходимо наличие чертежей. Эта задача легко решается путем проецирования трехмерной модели на плоскости и получения необходимых видов модели. Объемную модель целесообразно использовать и при различных решениях в сферах маркетинга.

По проведенным исследованиям среди инженеров-проектировщиков трехмерная компьютерная модель дает рост производительности 300% в сравнении с использованием двухмерных сред проектирования (при условии существования технологии проектирования схожих узлов и агрегатов).

САПР позволяет снизить трудоемкость работ по корректированию и проверке модели, так как не требуется создание материального прототипа

для анализа работоспособности и проведения первичных испытаний. Кроме того, компьютерная модель упрощает процесс разработки и оформления технической документации.

Таким образом, системы автоматизированного проектирования упрощают процесс производства агрегатов и узлов за счет создания их компьютерной модели. Использование трехмерных сред проектирования увеличивает производительность и эффективность работы проектировщика, повышает качество продукции, сокращает циклы проектирования и снижает издержки производства.

## **5.2. Оценка трудоемкости создания компьютерной модели в системах автоматизированного проектирования**

Для анализа стоимости создания компьютерной модели необходимо посчитать трудоемкость труда проектировщика модели (в данном случае балки моста в сборе с дифференциалом и главной передачей), включая проверочные испытания по нагружению зацепления зубьев и прочности корпусных деталей и полуосей на скручивание. Для этого необходимо посчитать время, потраченное на создание модели. Предварительные расчеты включены в трудоемкость проектирования деталей.

Результаты затрат времени, необходимых для проектирования заднего моста автомобиля, представлены в таблице 5.2.1:

Таблица 5.2.1 – Трудоемкость работ по созданию модели заднего моста автомобиля

Узел	Деталь	Число деталей	Трудоемкость 1-й детали, норма-ч.	Трудоемкость узла, норма-ч.
Главная передача	Шестерня ведущая	1	2	2
	Шестерня ведомая	1	2	2
	Вал	1	1	1

	Корпус	1	12	12
	Фланец	1	1	1
	Подшипник	4	0,5	2
	Шайбы	2	0,25	0,5
	Сборка узла	-	4	4
Дифференциал	Шестерня полуосевая	2	2	4
	Сателлит	2	2	4
	Корпус	1	6	6
	Стержень	1	1	1
	Кольцо стопорное	2	0,25	0,5
	Шайбы	2	0,25	0,5
	Шлицы полуосевой шестерни	2	1	2
	Сборка узла	-	3	3
Задний мост	Балка заднего моста	1	8	8
	Крышка моста	1	4	4
	Чашка опорная пружины подвески	2	1	2
	Полуось полуразгруженная	2	2	4
	Подшипник	2	1	2
	Сборка узла	-	2	2
Прочее	Крепежные детали (из библиотеки проектирования)	-	-	2
Операция (тип испытания)		Трудоемкость, норма-ч.		
И с	Нагружение	3		

	зацепления зубьев дифференциала	
	Нагружение корпуса дифференциала	2
	Нагружение шлицов полуосевой шестерни	2
	Нагружение полуосей	2
		Суммарная трудоемкость, $\sum_{\text{труд}}$ , норма-ч.
	Итого:	78,5

### 5.3. Расчет и оптимизация затрат, необходимых для обеспечения условий труда проектировщика

Для работы проектировщика необходимо соответствующее оборудование, помещение, обеспечение электроэнергией и прочими составляющими. Затраты округлены до целых для упрощения расчетов. Назначаем планку 65000 руб. для оборудования, на которое начисляется амортизация и которое будет считаться инвестициями (единовременными затратами).

#### I. Единовременные затраты (инвестиции):

1. ноутбук ASUS N752VX 69990 руб. ( <http://www.mvideo.ru/products/noutbuk-asus-n752vx-gc296t-30027679/specification>).

#### II. Текущие затраты:

##### 1. Затраты на оборудование, $C_{\text{обор.}}$ :

- компьютерная мышь Swen RX-325 490 руб. ( <http://www.mvideo.ru/products/mysh-besprovodnaya-sven-rx-325-wireless-black-50044262>);
- принтер Epson L312 8590 руб. (<http://www.mvideo.ru/products/struinyi-printer-epson-l312-30025669>);

- стол Канц СК-22 1980 руб. (<https://www.komus.ru/katalog/mebel/mebel-dlya-personala/stoly-dlya-personala/stoly-pismennye/c/343/>)
- кресло оператора Prestige GTP J RU 1960 руб. (<https://www.komus.ru/katalog/mebel/ofisnye-kresla-i-stulya/kresla-dlya-operatorov/kreslo-dlya-operatora/kreslo-dlya-operatora-prestige-gtp-j-ru-seroe-tkan-plastik-/p/501763/>).

2. Затраты на заработную плату проектировщикам (повременная окладная форма оплаты труда),  $C_{з.п.}$  :

$$C_{з.п.мес} = \text{оклад, руб (в месяц);}$$

$$C_{з.п.мес} = 60 \text{ тыс руб. (в месяц);}$$

$$C_{з.п.} = C_{час} \times \sum_{\text{труд}}, \text{ руб (за конкретную модель);}$$

$$\text{Тарифная ставка } C_{час} = \frac{C_{з.п.мес}}{\text{ФРВ}_{мес}} = \frac{60000}{169,2} = 354,61 \text{ руб., где}$$

$\text{ФРВ}_{мес}$  - фонд рабочего времени за месяц (169,2 часа).

$$C_{з.п.} = 354,61 \times 78,5 = 27836 \text{ руб.}$$

3. Затраты на электроэнергию,  $C_{эл.}$ :

Затраты на электроэнергию преимущественно состоят из энергопотребления блока питания ноутбука  $C_{БП}$  и освещения в помещении  $C_{осв.}$ :

$$C_{эл.} = C_{БП} + C_{осв.}, \text{ руб}$$

$$C_{БП} = W \times \sum_{\text{труд}} \times T, \text{ руб, где}$$

$W$  - мощность, потребляемая блоком питания ноутбука (0,3 кВт/час);

$T$  - тариф на электроэнергию в москве ( $T=5,38$  руб за 1 кВт/ч);

$$C_{БП} = 0,3 \times 78,5 \times 5,38 = 127 \text{ руб}$$

$$C_{осв.} = n \times w \times \sum_{\text{труд}} \times T, \text{ руб, где}$$

w - мощность, потребляемая люминесцентной лампой (w=36Вт для Osram L 36W/640);

n - количество люминесцентных ламп.

$$C_{\text{осв.}} = 12 \times 0,036 \times 78,5 \times 5,38 = 183 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{эл.}} = 127 + 183 = 310 \text{ руб.}$$

4. Затраты на отопление,  $C_{\text{отопл.}}$ :

$$C_{\text{отопл.}} = 0,1 \text{ гккал} \times V \times \text{Ц, руб, где}$$

V - объем помещения под одно рабочее место ( $3 \times 3,7 \times 2,7 = 30 \text{ м}^3$ );

Ц - тариф на тепловую энергию 1811 руб/гккал. ([https://depr.mos.ru/deyatelnost\\_departamenta/pricing-and-tariff-policy/Tarifs2017/](https://depr.mos.ru/deyatelnost_departamenta/pricing-and-tariff-policy/Tarifs2017/))

$$C_{\text{отопл.}} = 0,1 \times 30 \times 1811 = 5433 \text{ руб}$$

5. Затраты на канцелярские расходы,  $C_{\text{канц.}}$ :

Затраты на канцелярские расходы состоят преимущественно из офисной бумаги, катриджей для принтера, письменных принадлежностей и т.д. и составляют:  $C_{\text{канц.}} = 2500 \text{ руб.}$

6. Затраты на аренду помещения,  $C_{\text{аренда.}}$ :

$$C_{\text{аренда.}} = 15000 \text{ руб/мес.}$$

$$\text{За период создания модели: } C_{\text{аренда.}} = 15000 \times \frac{78,5}{169,2} = 6959 \text{ руб.}$$

7. Затраты на страховые взносы,  $C_{\text{страх.}}$ :

$$C_{\text{страх.}} = 0,3 \times C_{\text{з.п.}}, \text{ руб., где}$$

$$C_{\text{страх.}} = 0,3 \times C_{\text{з.п.}} = 0,3 \times 27836 = 8350,8 \text{ руб.}$$

8. Амортизация оборудования отсутствует, так как стоимость оборудования не превышает 100 тыс. руб.

9. Затраты на травматизм:

$$C_{\text{травм}} = 0,01 \times C_{\text{з.п.}}, \text{ руб.}, \text{ где}$$

$$C_{\text{травм}} = 0,01 \times C_{\text{з.п.}} = 0,01 \times 27836 = 278,36 \text{ руб.}$$

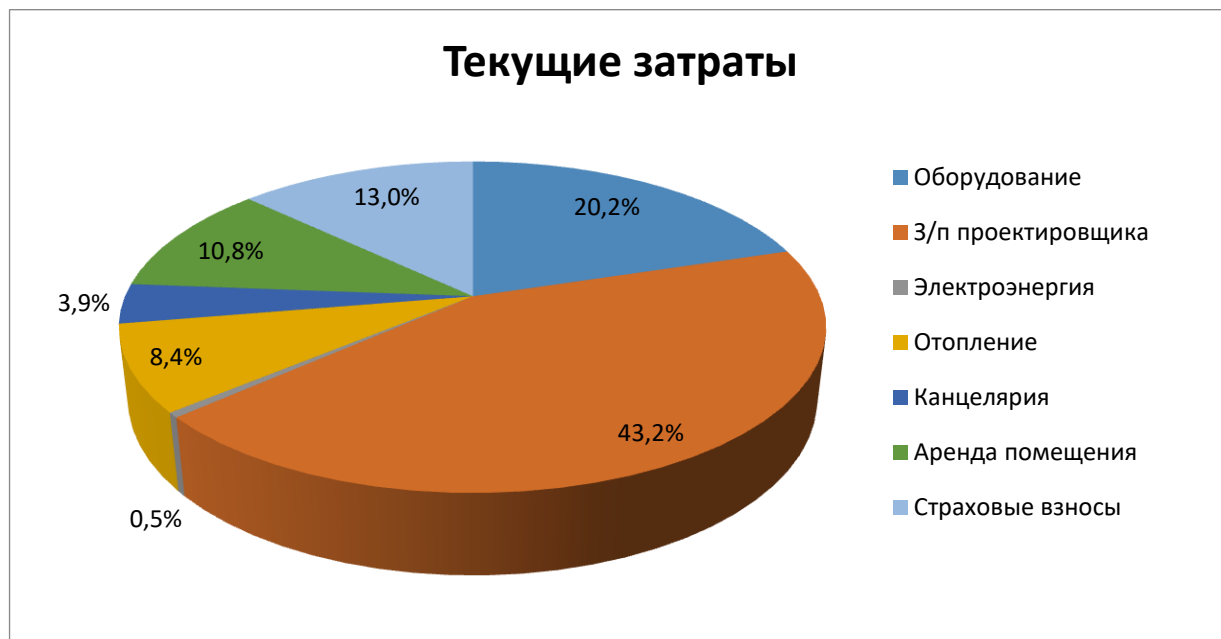
10. Сумма затрат представлена в таблице 6.3.1:

Таблица 6.3.1. – Сумма текущих затрат (за период создания компьютерной модели)

Затраты	Сумма, руб.	Удельный процент, %
Оборудование	13020	20,2
З/п проектировщика	27836	43,2
Электроэнергия	310	0,5
Отопление	5433	8,4
Канцелярия	2500	3,9
Аренда помещения	6959	10,8
Страховые взносы	8351	13,0
Итого	64409	100

Для визуализации текущих затрат проиллюстрируем их в графическом виде на примере круговой диаграммы 6.3.1:

Диаграмма 6.3.1 – Текущие затраты



Составим смету текущих затрат за период создания компьютерной модели заднего моста автомобиля (78,5 ч.). Смета текущих затрат представлена в таблице 5.3.2:

Таблица 5.3.2 – Смета текущих затрат

Показатели		Значение, руб.
I	Материальные расходы	18763
в т.ч.	1. Затраты на материальные ресурсы	13020
	2. Затраты на энергетические ресурсы	5743
II	Расходы на оплату труда	27836
в т.ч.	3 ФЗП проектировщика	27836
III	Прочие расходы	18088
в т.ч.	5. Платежи во внебюджетные фонды (30% от С <sub>з.п.</sub> )	8351
	6. Платежи в соц. страх на мероприятия по предотвращению травматизма	278



8.	Арендная плата (текущая )	6959
10.	Расходы на рекламу (норма)	-
11.	Прочие (канц. товары и хоз. расходы)	2500
12.	Налог на имущество	-
Общая сумма текущих затрат $\sum C$ :		64687

#### 5.4. Оценка объема доходов и выбор формы налогообложения

1. Себестоимость 1-го часа проектирования:

$$S_m = \sum C / Q_a^{zod}$$

$$S_T = 64687 / 78,5 = 824,03 \text{ руб/час}$$

2. Тариф:

$$\tau = S_m \times (1 + R), \text{ где}$$

R – рентабельность выполнения заказа(15%);

$$\tau = 824,03 \times (1 + 0,15) = 947,63 \text{ руб/час.}$$

3. Объем доходов от выполнения одной модели (заказа):

$$D_{\text{зак}} = \tau \times \sum_{\text{труд}} , \text{ руб.}$$

$$D_{\text{зак}} = 947,63 \times 78,5 = 74388,96 \text{ руб.}$$

4. Выбор формы налогового обложения.

В связи с тем, что разработка модели производится одним человеком, то рассмотрим форму организации ИП (индивидуальный предприниматель) и, следовательно, будем использовать упрощенную систему налогообложения.

Возможны 2 формы упрощенной системы налогообложения:

- 15% от разницы дохода и расходов;
- 6% от дохода.

Также необходимо рассчитать минимальный налог.

Для определения более выгодного варианта, произведем расчет двух систем налогового обложения и минимального налога и сравним результаты.

При первой форме налогообложения налог  $H$  составляет:

$$H = 0,15 \times (D_{\text{зак}} - \Sigma C), \text{ руб}$$

$$H = 0,15 \times (74388 - 64687) = 1455,15 \text{ руб.}$$

При второй форме налогообложения налог  $H$  составляет:

$$H = 0,06 \times D_{\text{зак}}, \text{ руб}$$

$$H = 0,06 \times 74388 = 4463,28 \text{ руб.}$$

При расчете минимального налога:

$$H = 0,01 \times D_{\text{зак}}, \text{ руб}$$

$$H = 0,01 \times 74388 = 743,88 \text{ руб.}$$

Расчет прибыли:

$$\Pi_{\text{ч}} = D_{\text{зак}} - \Sigma C - H, \text{ руб}$$

$$H = 74388 - 64687 - 1455,15 = 8245,85 \text{ руб.}$$

Таким образом, более выгодной формой налогообложения будет 15% от разницы дохода текущих расходов и будет составлять  $H = 1455$  рублей и при этой форме налогового обложения величина налога получилась больше минимального.

### **5.5. Выводы по экономической части**

1. Прибыль от создания модели составляет 8245,85 руб.
2. Назначить упрощенную форму налогообложения, составляющую 15% разности доходов и текущих расходов, налог составляет 1455 руб.;
3. Признать проектирование модели экономически эффективным.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения дипломного проекта была предложена методика проектирования и прочностных исследований ведущего моста легкового автомобиля, которая в программе SolidWorks позволяет:

- создавать детали, сборки, чертежи ведущего моста;
- проводить прочностные расчеты методом конечных элементов.

В ходе дипломного проекта спроектированы модели деталей и сборок ведущего моста.

Максимальные напряжения в корпусе дифференциала составляют 541 МПа при пределе текучести в 830 МПа.

Максимальные напряжения в зацеплении двух зубьев главной передачи с облегченной ведомой шестерней при включенной первой передаче коробки передач составляют 633 МПа при пределе текучести в 825 МПа.

Удалось снизить массу корпуса дифференциала на 10% и массу ведомой шестерни на 18% без потери ресурса этих деталей.

В результате анализ лаборатории 3D моделирования кафедры автомобиля, было установлено, что лаборатория отвечает требованиям производственно-экологической безопасности.

В экономической части была рассчитана прибыль с производства одной модели ведущего моста и назначена упрощенная система налогообложения.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ Р 50948-01. “Средства отображения информации индивидуального пользования. Общие эргономические требования и требования безопасности”;
2. ГОСТ Р 50949-01. “Средства отображения информации индивидуального пользования. Методы измерений и оценки эргономических параметров и параметров безопасности”;
3. СанПин 2.2.2/2.4.1340-03. Гигиенические требования к ПВЭМ и организации работы.
4. Автомобили: Теория эксплуатационных свойств : учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / А.М.Иванов, А.Н.Нарбут, А.С.Паршин и др.; под ред. А.М.Иванова. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 176 с.
5. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник дл студ. высш. учеб. заведений / А.Н. Нарбут. - М. : Издательский центр «Академия», 2007. - 256с.
6. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»./В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин - М. : Машиностроение, 1989. - 304с.: ил.
7. Проектирование автомобиля: конспект лекций /А. М. Иванов, В. И. Осипов – М.: МАДИ.2014.-40с.
8. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов./Б. А. Афанасьев, А. Р. Жеглов, В. Н. Зузов, Г. О. Катиев, А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых; под редакцией А. А. Полунгяна – М.; изм. МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008.-528с.
9. Методическое указание к расчетным работам по теме «Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобиля». В 5 ч. Ч. 2. Трансмиссия / В. И. Осипов, М. С. Камитов, И. А. Карпов. – М.: МАДИ, 2015. – 88 с.

10. Методическое указание к расчетным работам по теме «Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобиля». В 5 ч. Ч. 3. Проектирование ведущих мостов автомобилей/ В. И. Осипов, Д.М. Прохоров, М.А. Тимохин – М.: МАДИ, 2016. – 88 с.
11. Ремонт тракторов и автомобилей. - 3-е изд., перераб. и доп./ С.М.Бабусенко - М.: Агропромиздат, 1987. -351с.: ил.
12. Модель расчета и оптимизации затрат на основе САД-систем. Высокие технологии в механике. Материалы научно-практической конференции, посвященной 60-летию ректора ИжГТУ проф. И.В. Абрамова (15-16 июля 2002 г.) . Решетников Е.В – ИжевскЖ Изд-во ИжГТУ, 2002. – 120с.
13. <http://energovopros.ru/spravochnik/elektrosnabzhenie/tarify-na-elektroenergiju/moskva/29449/> .
14. <http://sapr.ru/article/8224#14>.
15. <http://www.mvideo.ru/products/noutbuk-asus-n752vx-gc296t-30027679/specification>.
16. <http://www.mvideo.ru/products/mysh-besprovodnaya-sven-rx-325-wireless-black-50044262>.
17. <https://www.komus.ru/katalog/mebel/ofisnye-kresla-i-stulya/kresla-dlya-operatorov/kreslo-dlya-operatora/kreslo-dlya-operatora-prestige-gtp-j-ru-seroe-tkan-plastik-/p/501763/>.
18. <https://www.komus.ru/katalog/mebel/mebel-dlya-personala/stoly-dlya-personala/stoly-pismennye/c/343>.
19. Назаренко О.Б. Безопасность жизнедеятельности: учебное пособие / О.Б. Назаренко; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – 2-е изд., перераб. и доп. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 144 с.
20. ГОСТ 12.0.003-2015 «Система стандартов по безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»

21. ГОСТ Р 50923-96 «Дисплеи. Рабочее место оператора. Общие эргономические требования и требования к производственной среде. Методы измерения»

22. [laborprotection.3dn.ru/book/pages/16](http://laborprotection.3dn.ru/book/pages/16)

23. СП 2.2.3670-20 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям труда»


24. Колосов Ю.В., Барановский В.В., Рождественская Е.В. Общие вопросы электробезопасности. Безопасность труда при работе на ПЭВМ /Учебное пособие. – СПб: СПб ГИТМО (ТУ), 2003. – 70 с.

25. СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»

26. ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»



МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-  
ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)

A detailed 3D CAD model of a vehicle drive shaft assembly is shown in a semi-transparent grey style, serving as a background for the title. The model includes the central shaft, a differential housing with internal gears, and a drive flange at the end.

Проектирование и исследование  
ведущего моста для автомобиля УАЗ  
«Патриот»

Студент: Смирнов С.С.  
Руководитель: проф. Осипов В.И

Москва 2021

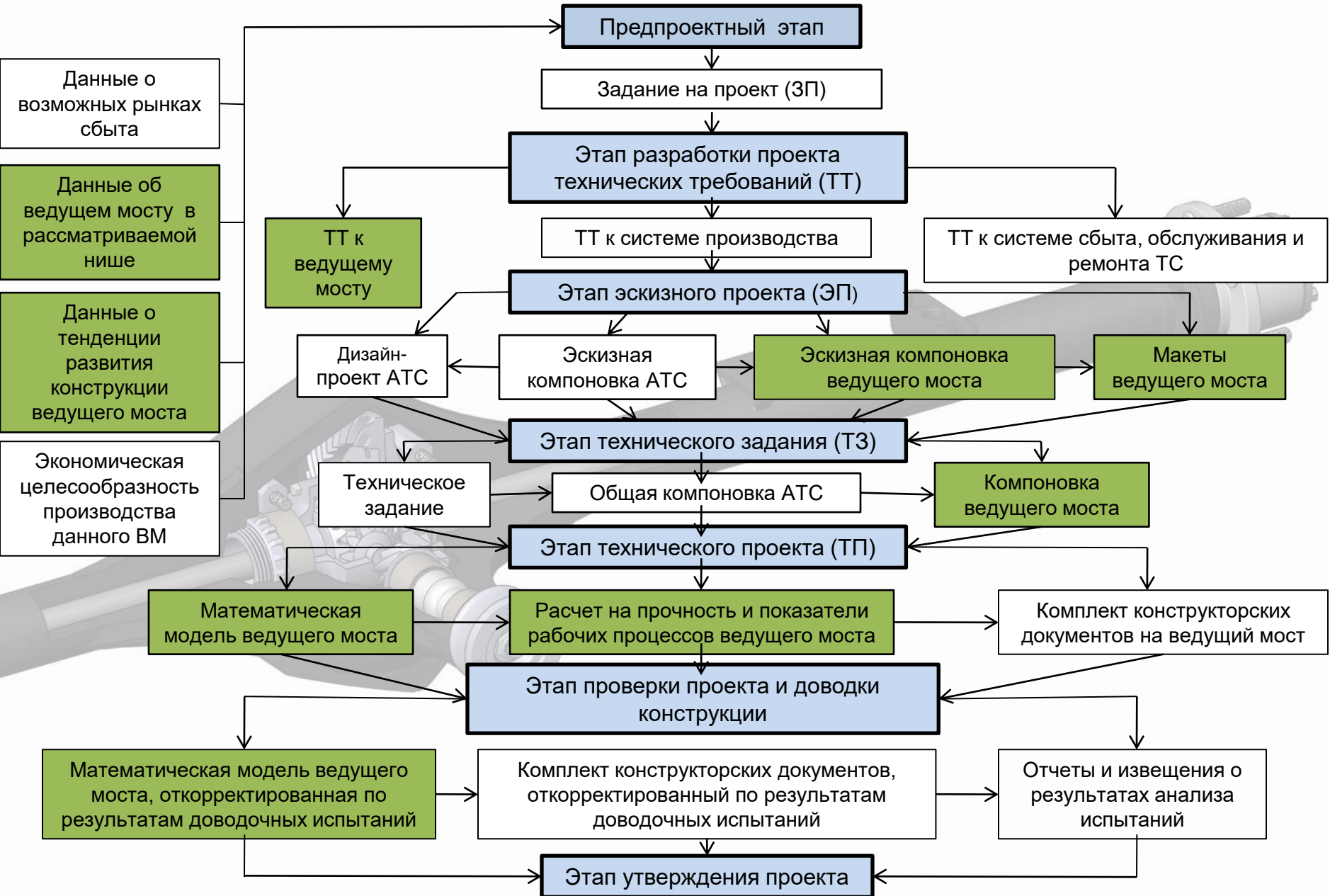
## Цели проектирования

- 1) Создание ведущего моста для автомобиля УАЗ Патриот методами твердотельного 3D моделирования в программной среде SolidWorks;
- 2) Исследование нагруженности элементов ведущего моста и определение долговечности главной передачи методом конечных элементов в программном комплексе SolidWorks Simulation и снижение массы деталей без потери их ресурса.





# Этапы проектирования ведущего моста автомобиля 3



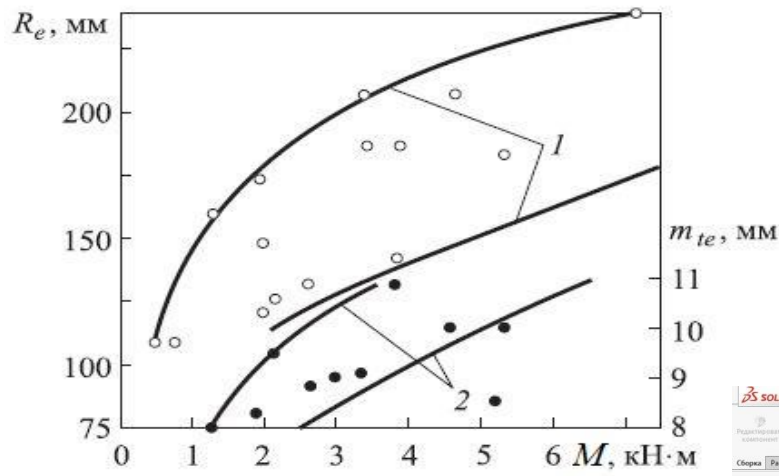
# Проектирование зацепления шестерен главной передачи в программе SW GearTrax

Исходные данные:

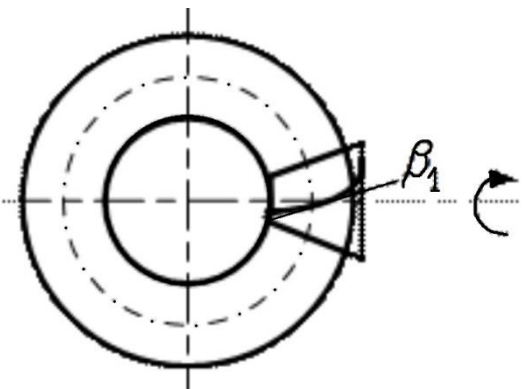
$M_{e\max} = 217 \text{ Н*м}$ ;  $U_{кп1} = 4,155$ ;  
 $U_{рк} = 2,542$ ;  $U_{гп} = 4,625$

## Расчет зубчатого зацепления главной передачи

## Расчет параметров зацепления



$Z_ш=8$ ;  $Z_к=37$ ;  $m=9 \text{ мм}$ ;  
 $b=45 \text{ мм}$ ;  $\alpha=20^\circ$ ;  $\beta_1=\beta_2=35^\circ$

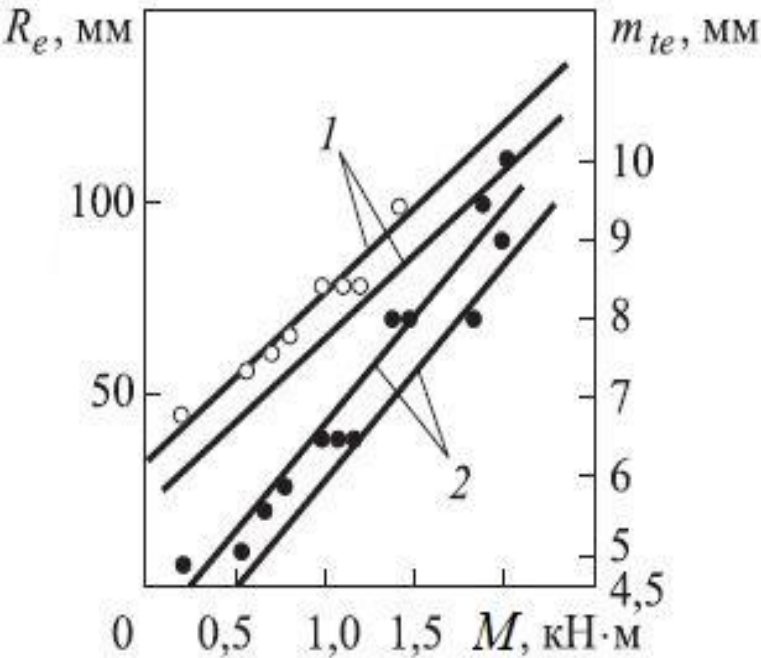


## Создание зубчатого зацепления главной передачи

# Проектирование зубчатых колес симметричного дифференциала в программе SW GearTrax

Расчет параметров зацепления

Расчет зубчатого зацепления дифференциала



## Создание зубчатого зацепления дифференциала

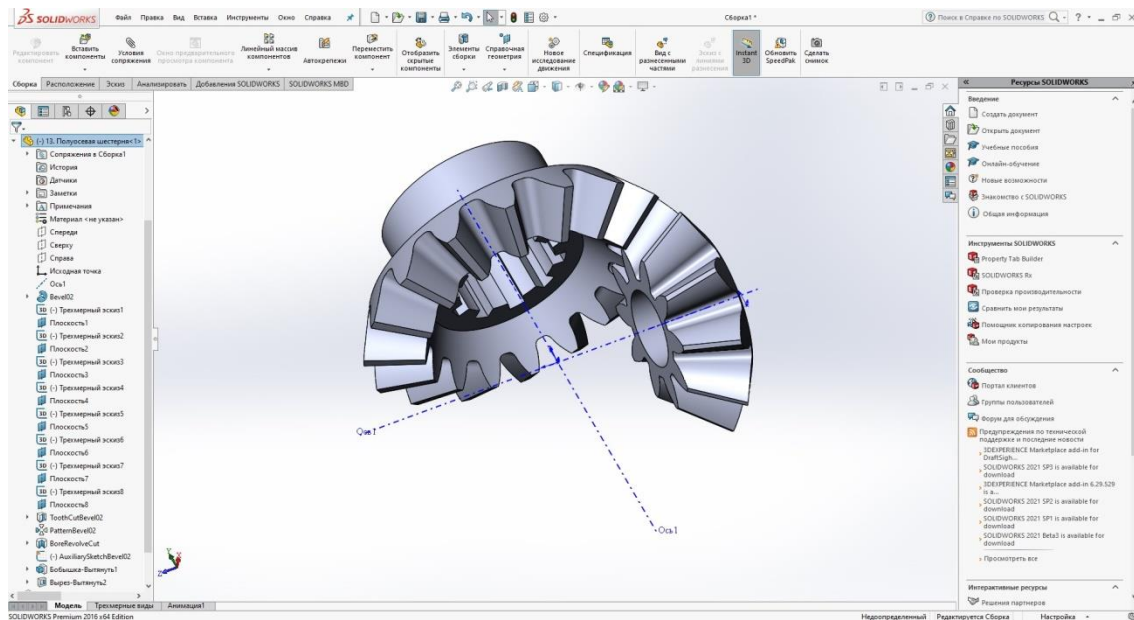
$$M_{CAT} = \frac{M_{e\max} * U_{KП1} * U_{PK} * U_{ПП}}{2n_{CAT} * U_{CAT-ПШ}}$$

Z<sub>cat</sub>=10; Z<sub>пш</sub>=16;

m=4 мм;

α=22,5°;

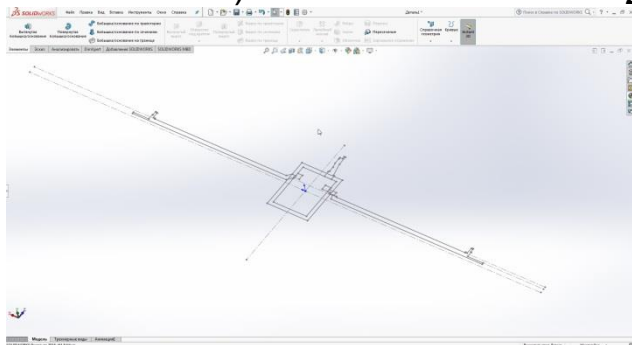
b=12 мм



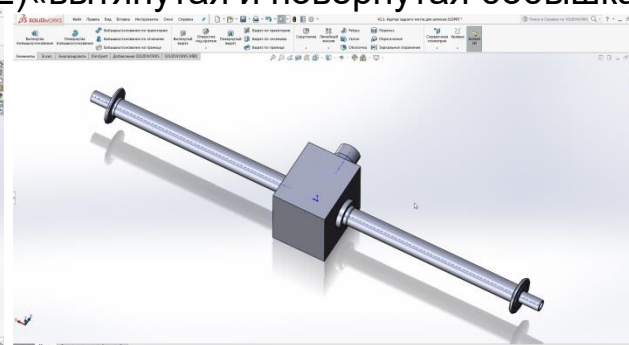
# Методика создания 3D моделей деталей ведущего моста 6

## Создание 3D модели картера ведущего моста

1) эскиз



2) «вытянутая и повернутая бобышка»

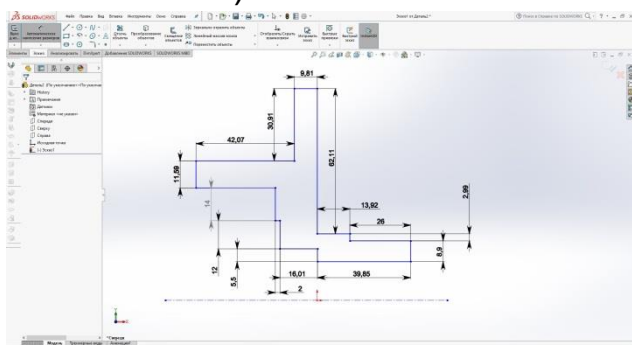


3) результат

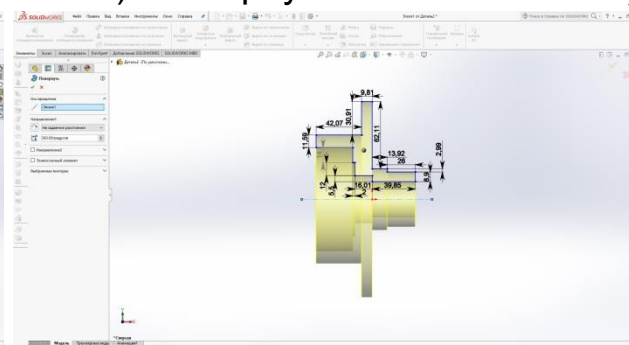


## Создание 3D модели левой части корпуса дифференциала

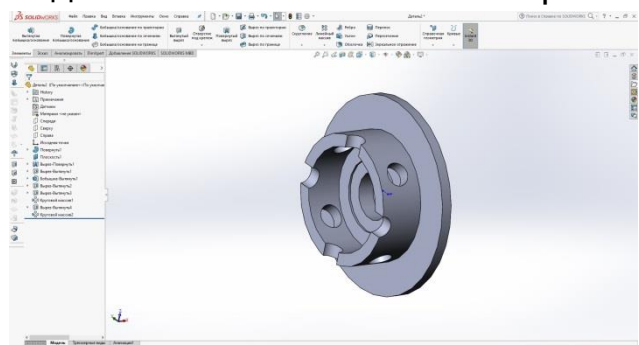
1) эскиз



2) «повернутая бобышка»

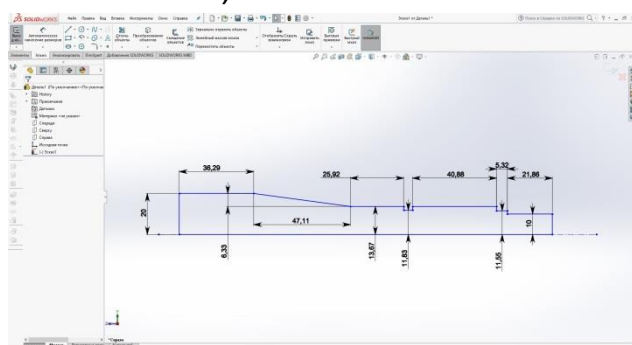


3) создание технологических отверстий

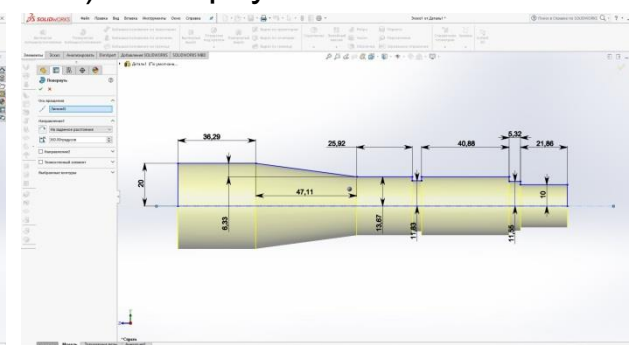


## Создание 3D модели ведущего вала главной передачи

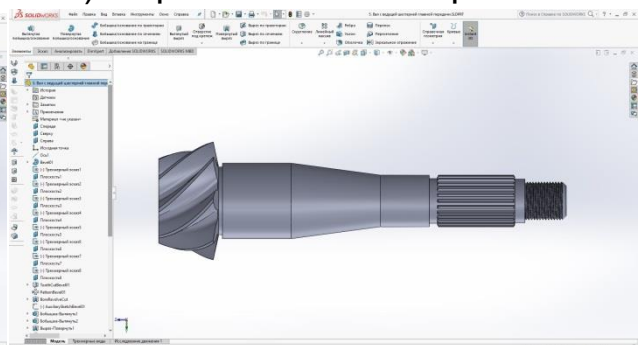
1) эскиз



2) «повернутая бобышка»

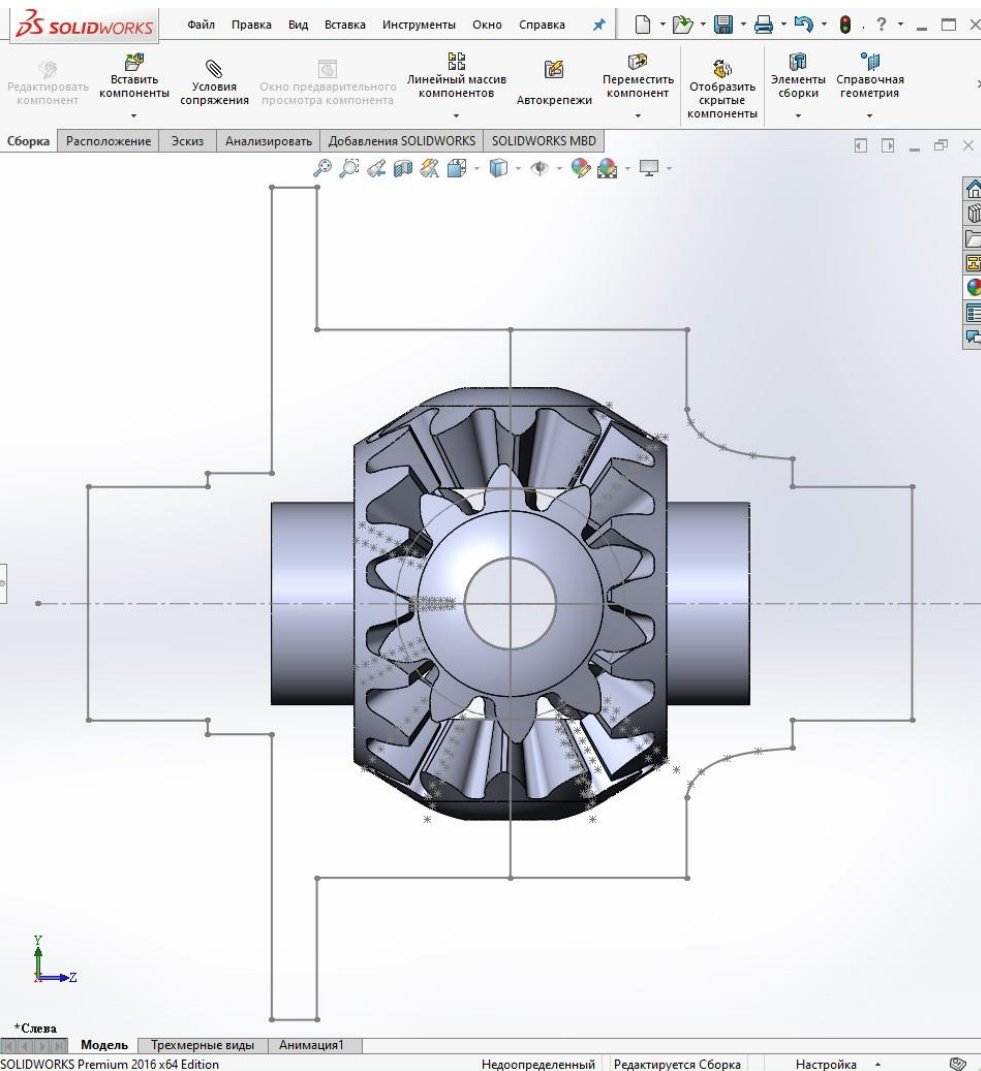


3) сопряжение с шестерней

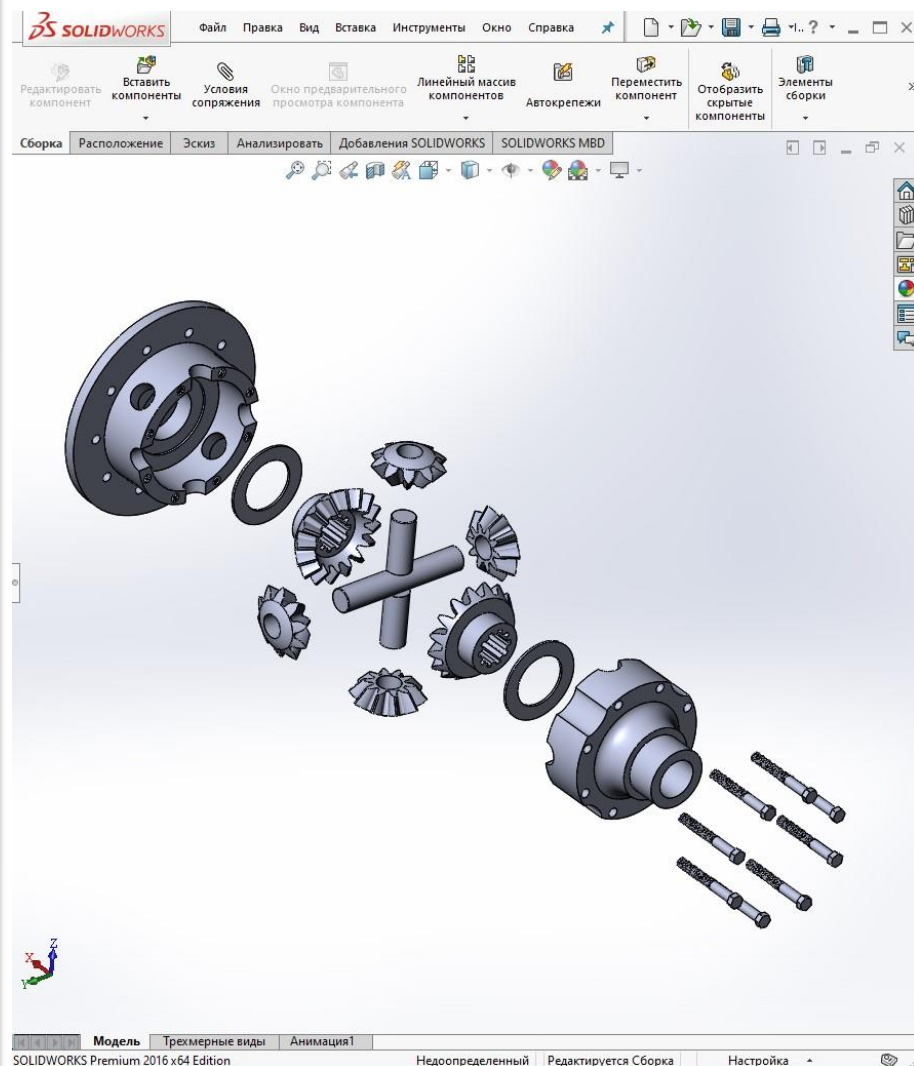


# Создание эскизной компоновки дифференциала и его сборка

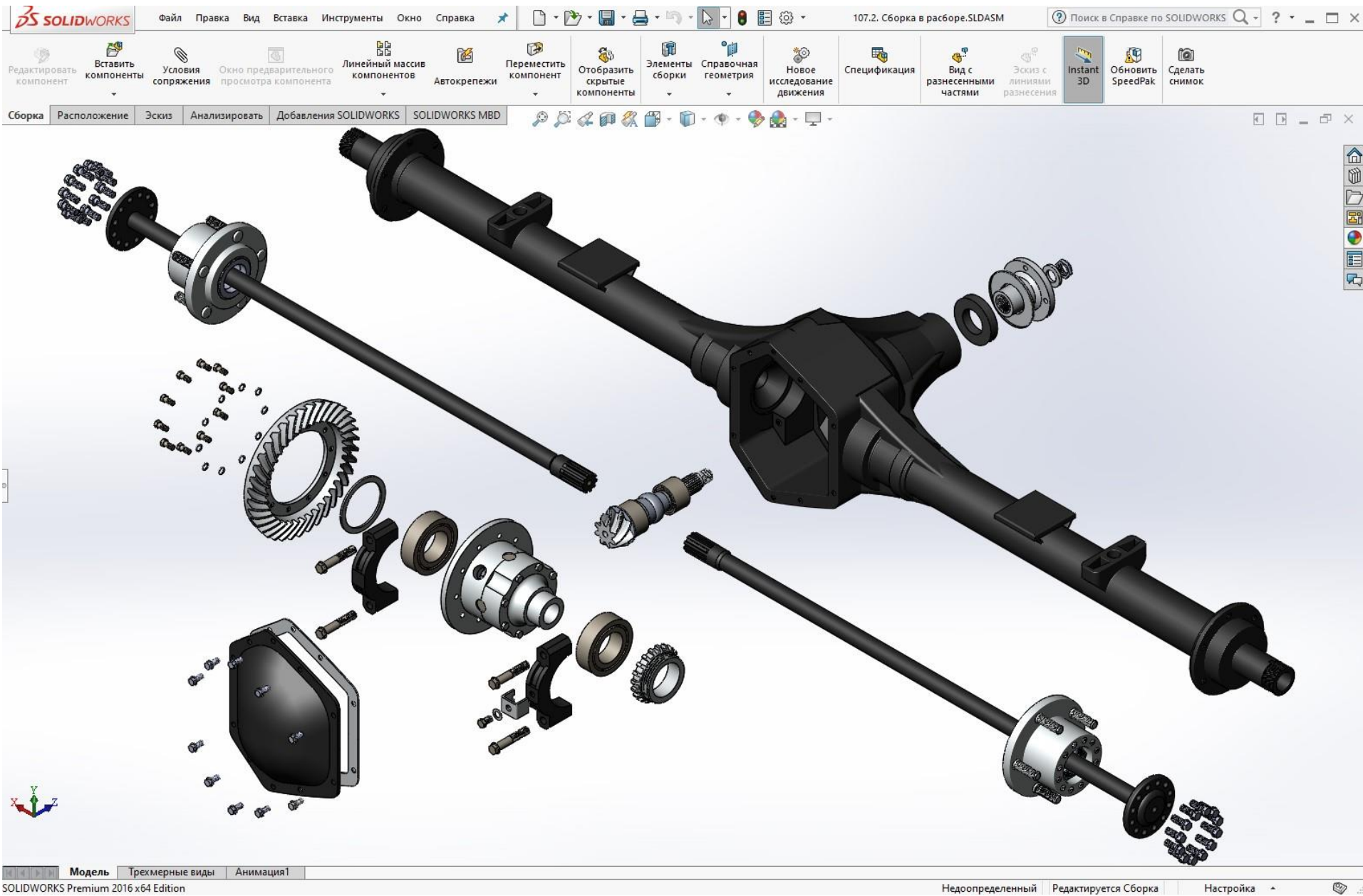
3D модель сборки зацепления сателлитов и полуосевых шестерен и эскизная компоновка дифференциала



Последовательность создания модели сборки симметричного конического дифференциала:

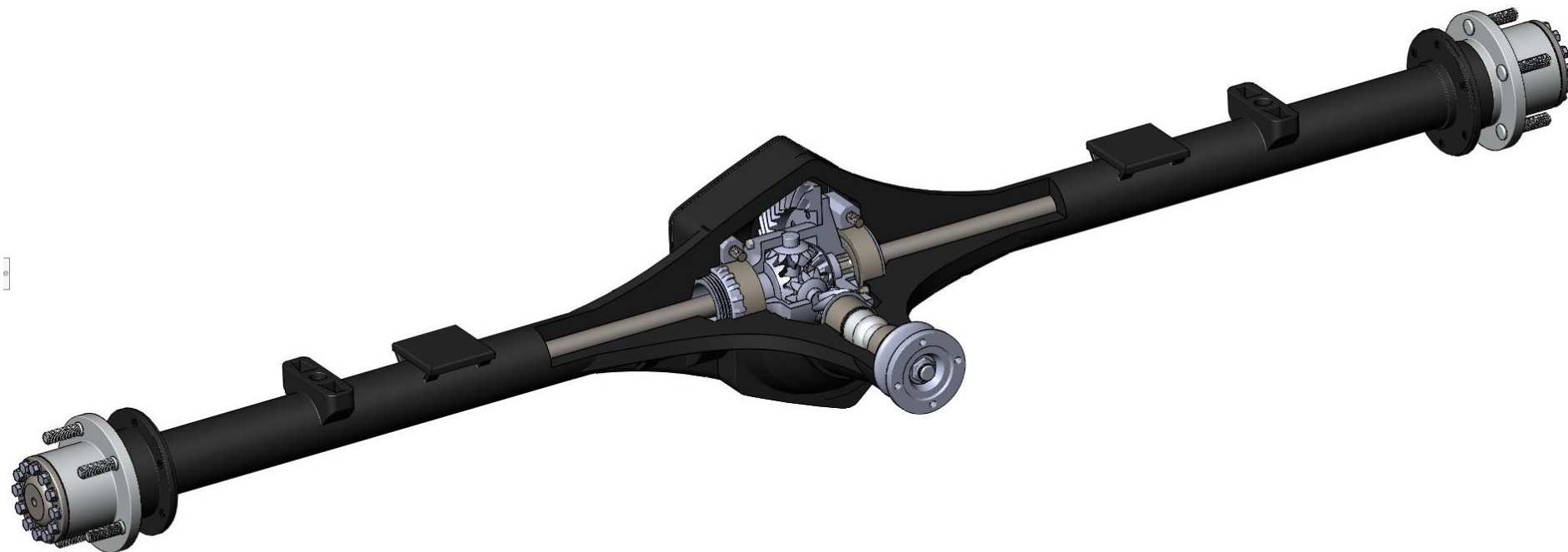
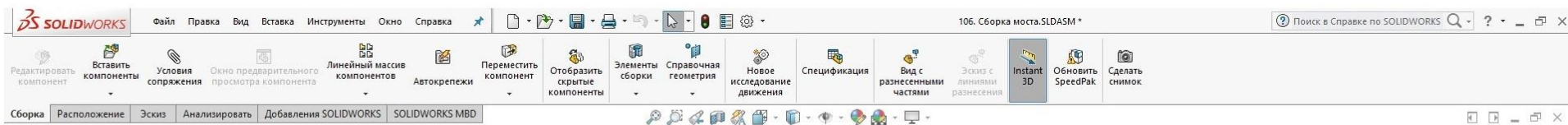


# Последовательность сборки 3D модели ведущего моста

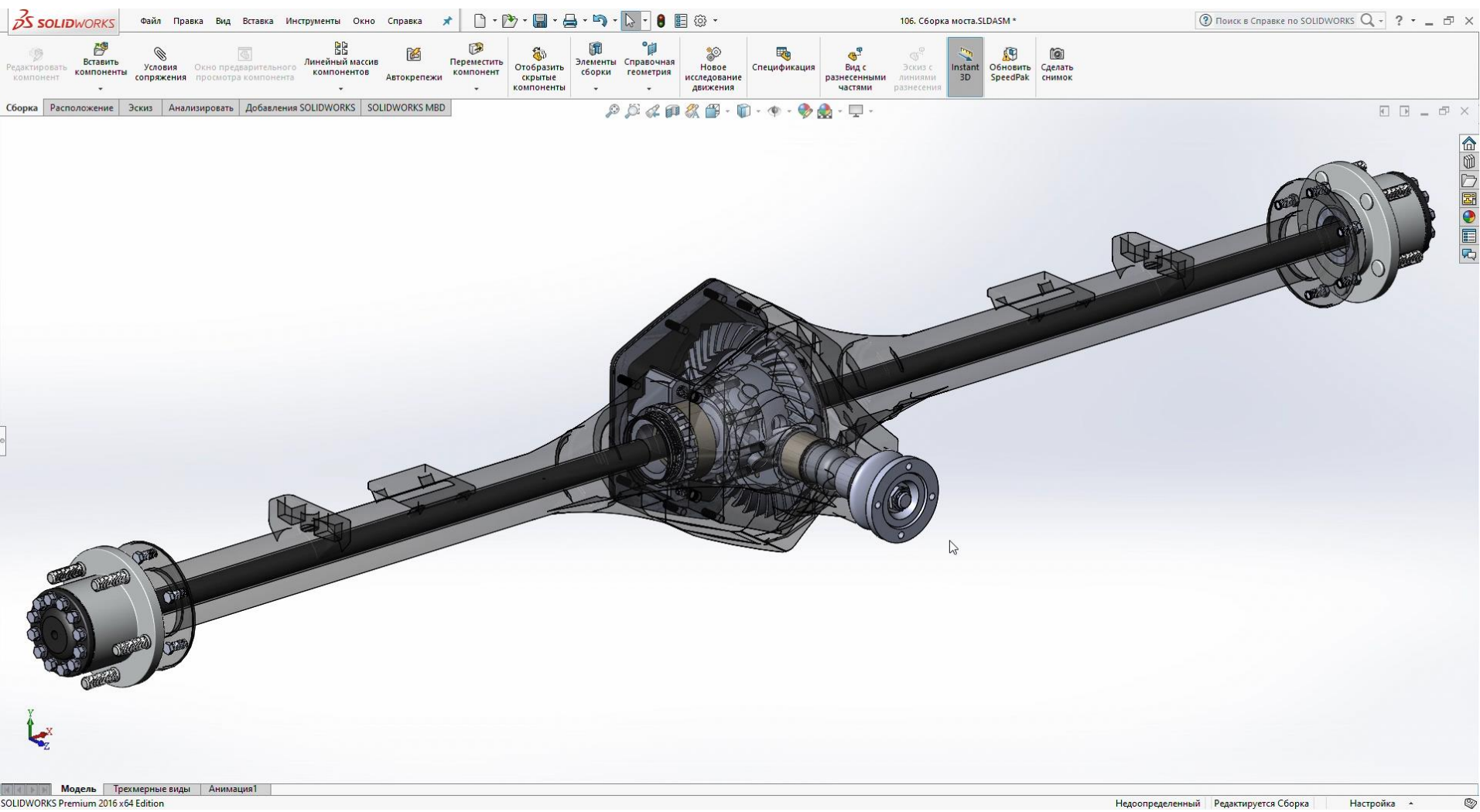


# Сборка 3D модели ведущего моста

9

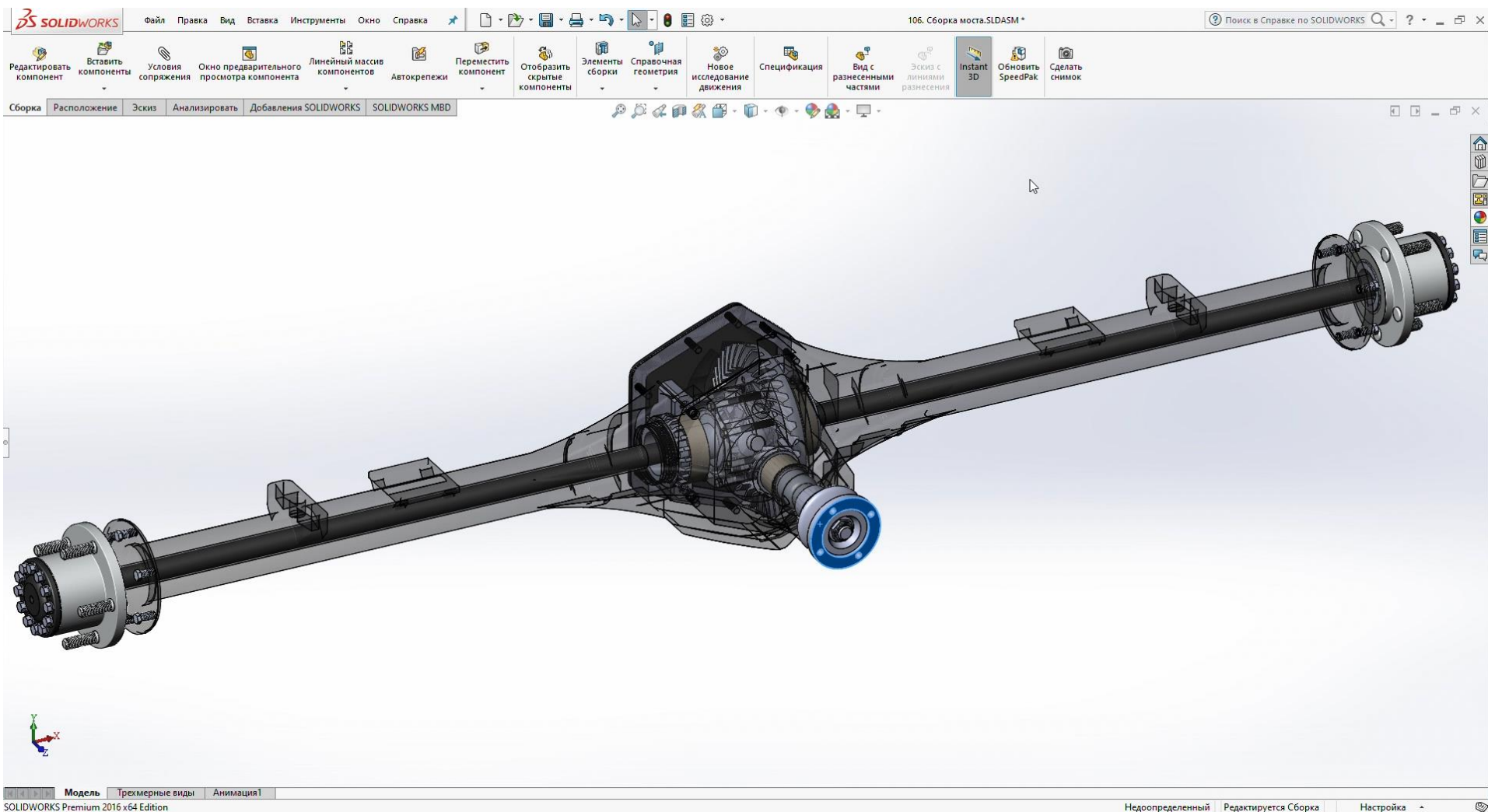


# Демонстрация работы ведущего моста





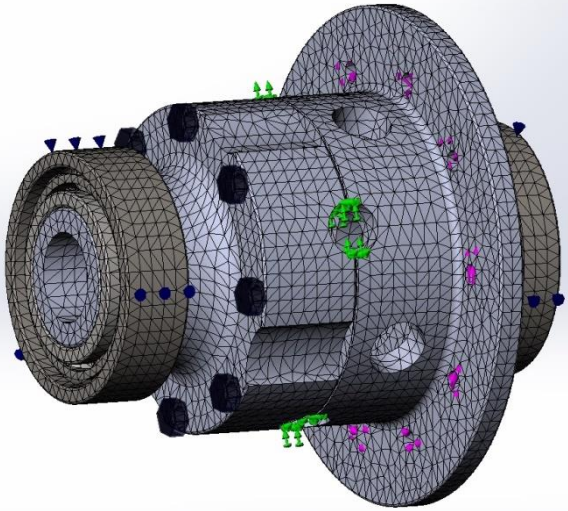
# Демонстрация работы дифференциала с имитацией вывешенного колеса



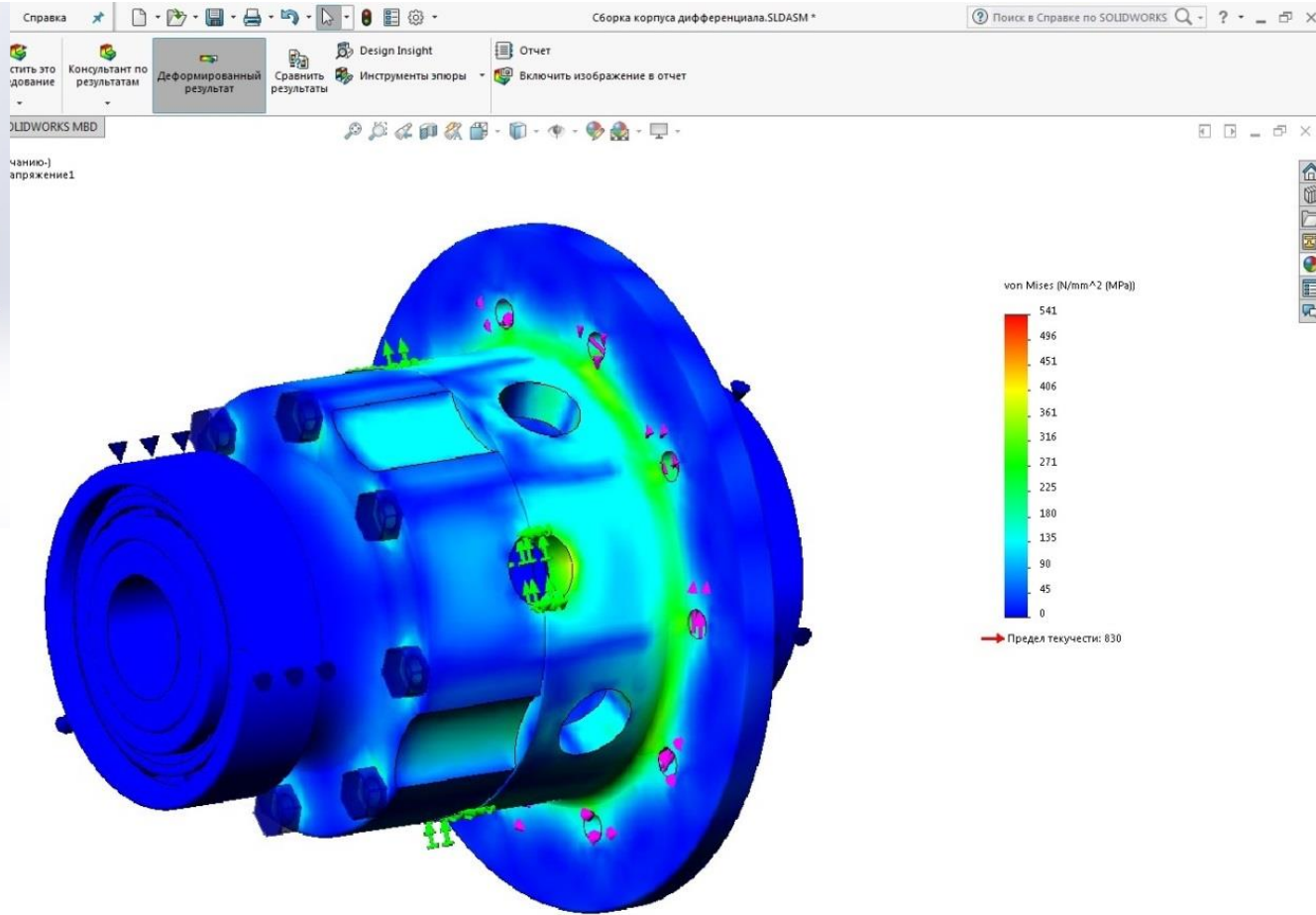
# Проверка нагруженности корпуса дифференциала 12 в программе SolidWorks Simulation

12

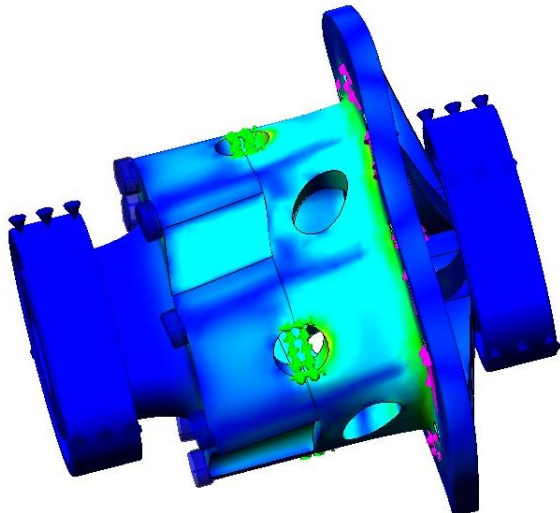
## 1) Создание сетки



## 2) Напряжение в корпусе дифференциала

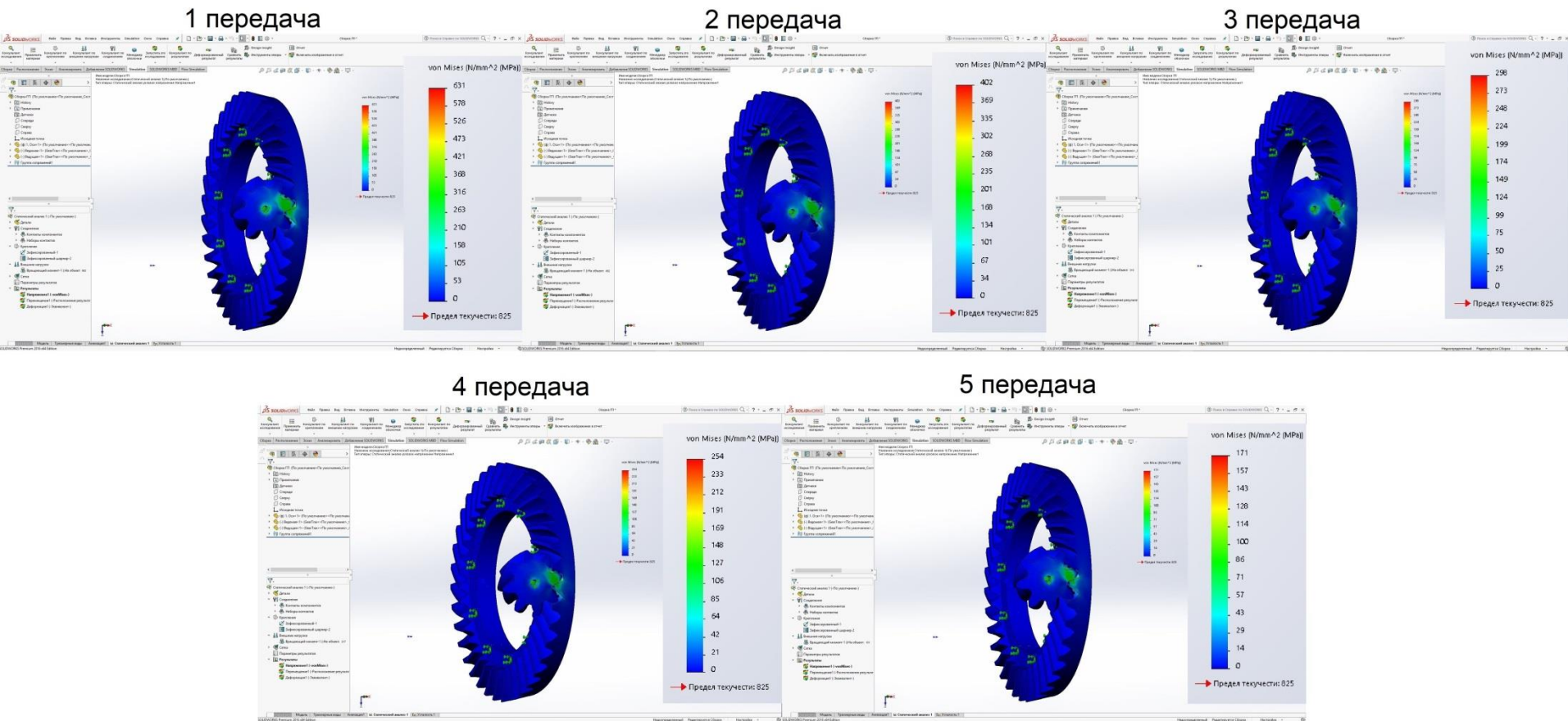


## 3) Разрушение корпуса



Материал: Сталь 30 ДХСНЛ (ГОСТ 977-88)  
 $\sigma_T=830$  МПа  
 $\sigma_{max}=541$  МПа

# Исследование нагруженности зубчатого зацепления главной передачи методом конечных элементов в подпрограмме SW Simulation 13



Величины возникающих напряжений в зубчатом зацеплении главной передачи  
в зависимости от включенной передачи

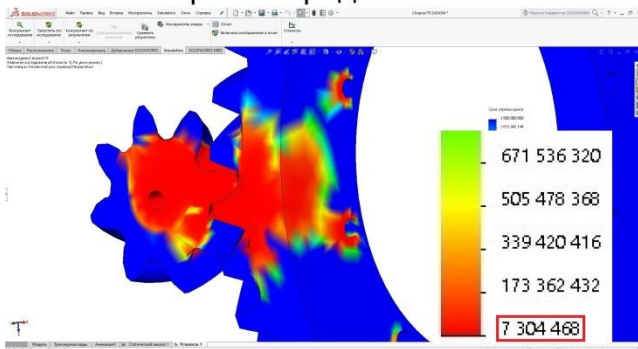
$\sigma_{\max}(1) = 631$  МПа;  
 $\sigma_{\max}(2) = 402$  МПа;  
 $\sigma_{\max}(3) = 298$  МПа;

$\sigma_{\max}(4) = 254$  МПа;  
 $\sigma_{\max}(5) = 171$  МПа.

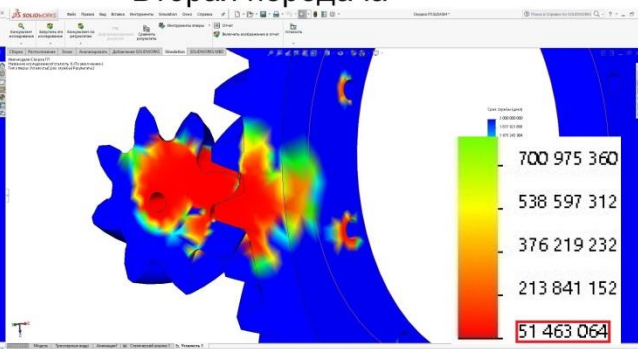
# Усталостное исследование зубчатого зацепления главной передачи методом конечных элементов в подпрограмме SW Simulation

14

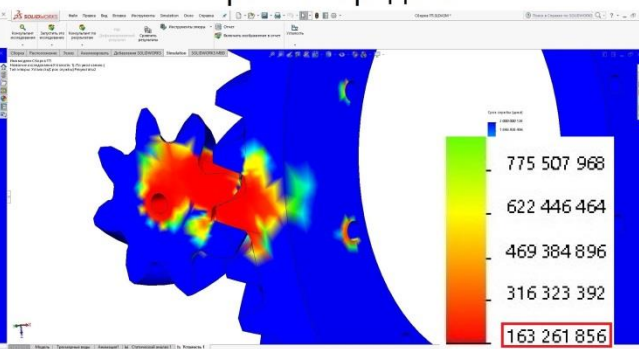
Первая передача



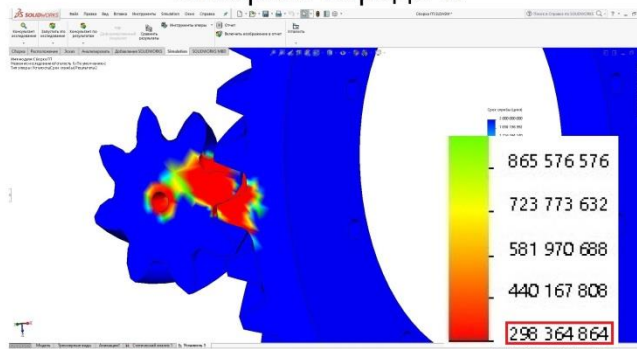
Вторая передача



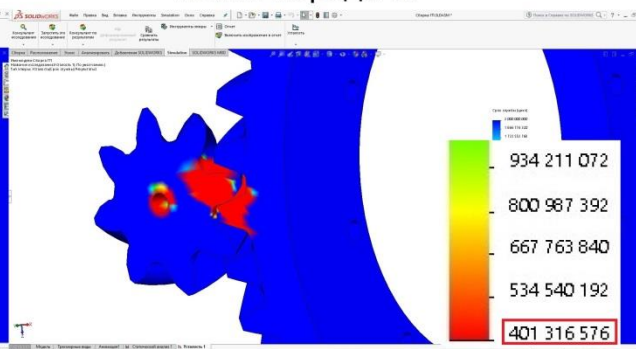
Третья передача



Четвертая передача



Пятая передача



Срок службы зубчатого зацепления главной передачи в зависимости от выбранной передачи при максимальном крутящем моменте

Долговечность (количество циклов) зубчатого зацепления главной передачи:

На первой передаче=7 304 468 циклов;

На второй передаче=51 463 064 циклов;

На третьей передаче=163 261 856 циклов;

На четвертой передаче=298 364 864 циклов;

На пятой передаче=401 316 576 циклов.

# Расчет пробега с учетом длительности работы на отдельных передачах

Передача	Кол-во циклов	Длина окружности колеса, мм	Передаточное отношение главной передачи	Формула	Пробег, км
1	7 304 468	2337,03	4,625	$\frac{N_i * l_K}{U_{ГП} * 10^6}$	3 691
2	51 463 064				26 004
3	163 261 856				82 497
4	298 364 864				150 765
5	401 316 576				202 787

Пробег на определенной передаче

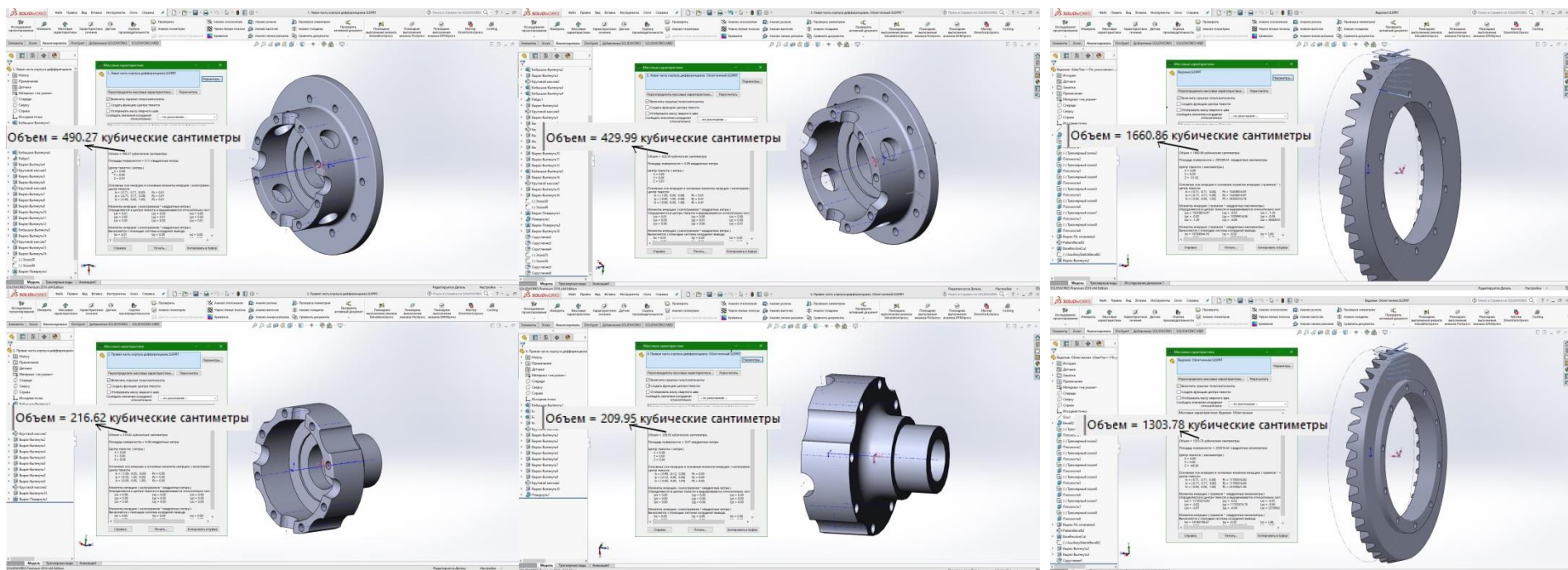


# Снижение массы деталей

16

Уменьшение объёма корпуса дифференциала

Уменьшение объёма ведомой шестерни



Объём корпуса дифференциала был снижен на 9,5% с  $706,89 \text{ см}^3$  до  $639,94 \text{ см}^3$ , следовательно и масса корпуса дифференциала уменьшилась на 9,5%.

Величина максимальных напряжений, возникших в облегчённом корпусе дифференциала составила  $\sigma_{\max}=541 \text{ МПа}$ , что отличается от старого значения всего на 2 МПа.

Объём ведомой шестерни был снижен на 17,9% с  $1660,86 \text{ см}^3$  до  $1303,78 \text{ см}^3$ , следовательно и масса ведомой шестерни уменьшилась на 17,9%.

Сравнение полученных значений долговечности главной передачи до облегчения и после представлены в таблице.

Пробег до снижения массы детали, км	Пробег после снижения массы детали, км	Разница, %
3 691	3 686	0,14
26 004	25 965	0,15
82 497	82 156	0,41
150 765	150 067	0,46
202 787	201 882	0,45

# Оценка влияния вредных и опасных факторов при организации рабочего места оператора ПЭВМ

Вредные и опасные факторы зависят от:

- организации рабочего места;
- психофизиологические особенности пользователя;
- освещенности;
- эргономики рабочего пространства;
- излучения от ПЭВМ;
- микроклимата и электробезопасности.

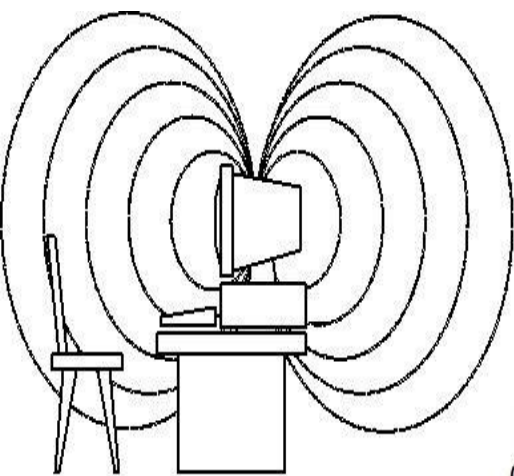
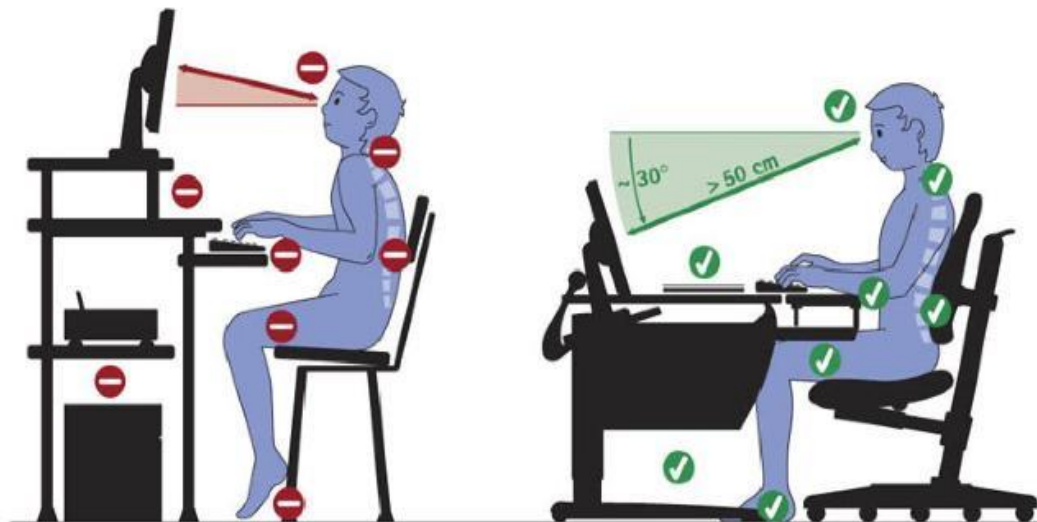


Рис.1. Силовые линии магнитного поля вокруг дисплея

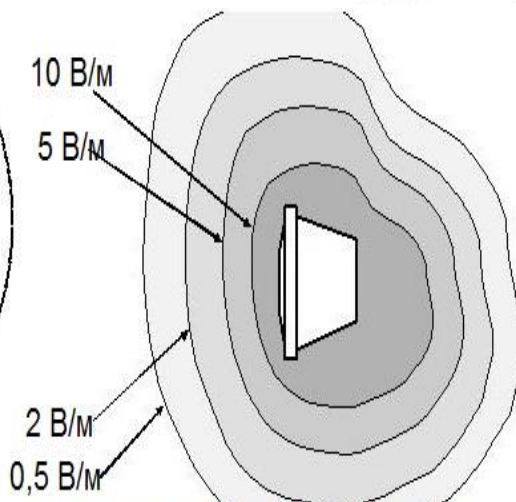


Рис.2. Диаграмма распределения интенсивности электрического поля

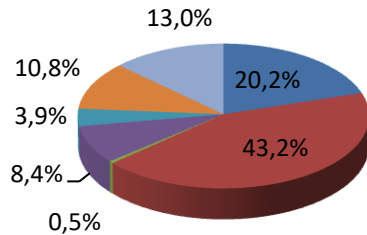


# Анализ затрат при использовании систем компьютерного трехмерного моделирования

18

## Смета текущих затрат

### Текущие затраты



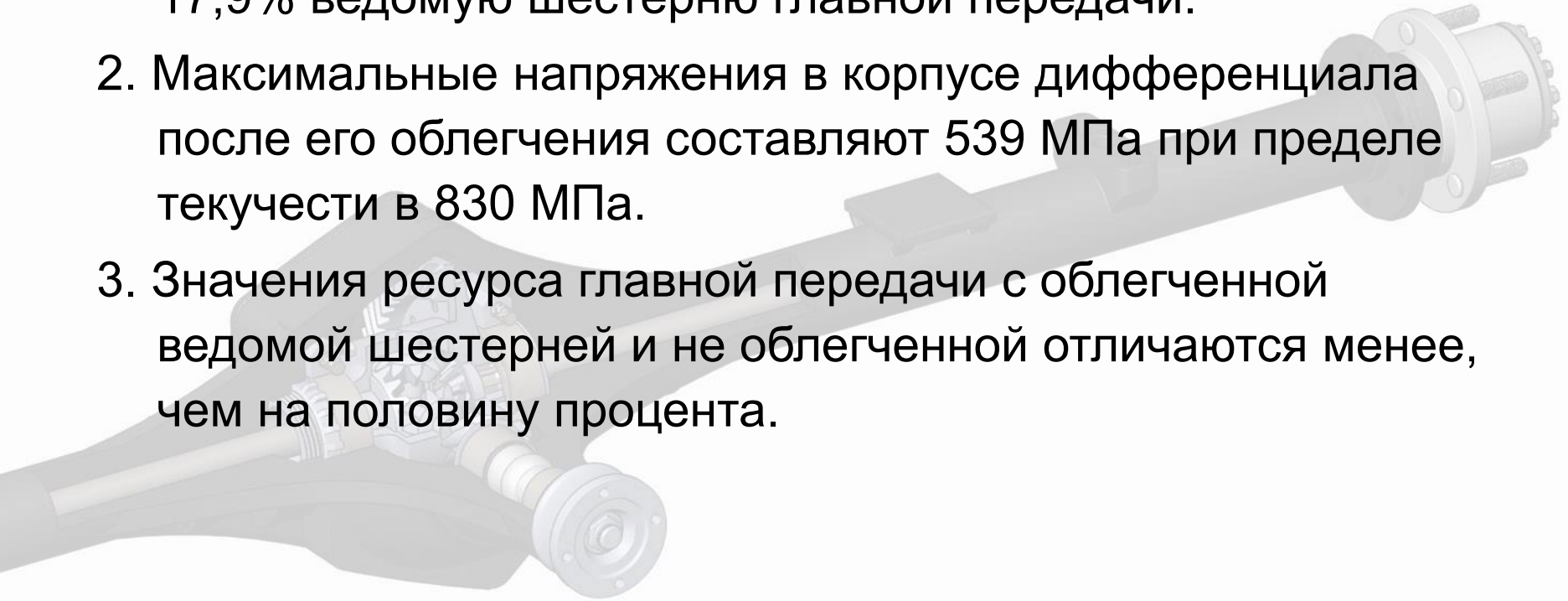
- Оборудование
- З/п проектировщика
- Электроэнергия
- Отопление
- Канцелярия
- Аренда помещения
- Страховые взносы

Статьи сметы		Значение, руб.
I	Материальные расходы	18 763
в т.ч.	Затраты на материальные ресурсы	13 020
	Затраты на энергетические ресурсы	5 743
II	Расходы на оплату труда	27 836
в т.ч.	ФЗП проектировщика	27 836
III	Прочие расходы	18 088
в т.ч.	Платежи во внебюджетные фонды	8 351
	Платежи в соц. страх. на мероприятия по предотвращению травматизма	278
	Арендная плата	6 959
	Расходы на рекламу	—
	Прочие (канц. товары и хоз. расходы)	2500
	Налог на имущество	—
	Общая сумма текущих затрат $\Sigma C$ :	64 687



## Выводы

1. Удалось облегчить на 9,5% корпус дифференциала и на 17,9% ведомую шестерню главной передачи.
2. Максимальные напряжения в корпусе дифференциала после его облегчения составляют 539 МПа при пределе текучести в 830 МПа.
3. Значения ресурса главной передачи с облегченной ведомой шестерней и не облегченной отличаются менее, чем на половину процента.





**Спасибо за внимание!**