

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Физико-механический институт
Высшая школа теоретической механики и физики

Работа допущена к защите

Директор ВШТМиМФ

д.ф.-м.н., чл.-корр. РАН

_____ А. М. Кривцов

« ___ » _____ 20__ г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПОВОРОТНОГО КУЛАКА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

по направлению подготовки

01.03.03. «Механика и математическое моделирование»

профиль

01.03.03_01 Механика и математическое моделирование сред с
микроструктурой

Выполнил

студент гр.5030103/00101

С. Э. Афанасьева

Руководитель

Доцент ВШТМиМФ, к.ф.-м.н.

А. А. Чеврычкина

Консультант

Руководитель группы расчетов
нефтегазового оборудования
АО «Цифра»

Д. Г. Васильева

Санкт-Петербург
2024

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО**

Физико-механический институт

Высшая школа теоретической механики и математической физики

УТВЕРЖДАЮ

Директор ВШТМиМФ

А. М. Кривцов

«__» _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

студенту Афанасьевой Софье Эдуардовне, гр. 5030103/00101

1. Тема работы: Топологическая оптимизация поворотного кулака легкового автомобиля
2. Срок сдачи студентом законченной работы: 10.06.2024
3. Исходные данные по работе: актуальные научные публикации по теме работы, геометрическая модель, актуальная нормативная документация
4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов): подготовка геометрической модели, задание механических свойств материала, создание конечно-элементной сетки, расчёт и постановка граничных условий, расчёт напряжённо-деформированного состояния исходной модели, постановка задачи топологической оптимизации, топологическая оптимизация, постобработка новой модели, расчёт напряжённо-деформированного состояния новой модели, сравнение результатов
5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей): внешний вид детали, результаты расчёта модели
6. Консультанты по работе: Васильева Д. Г., руководитель группы расчётов нефтегазового оборудования АО «ЦИФРА»
7. Дата выдачи задания 28.02.2024

Руководитель ВКР _____ Чеврычкина А. А., доцент ВШТМиМФ, к.ф.-м.н.

Задание принял к исполнению 28.02.2024

Студент _____ Афанасьева С.Э.

РЕФЕРАТ

На 37 с., 22 рисунка, 7 таблиц

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ, РАСЧЁТ НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОВОРОТНЫЙ КУЛАК ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ, ANSYS

Данная работа посвящена топологической оптимизации поворотного кулака легкового автомобиля в программном пакете ANSYS. Проведён анализ используемых методов, таких как метод конечных элементов и SIMP-метод. Проведён расчёт напряжённно-деформированного состояния исходной модели поворотного кулака и его топологическая оптимизация. В результате разными методами получено две оптимизированных модели, проведён их верификационный расчёт, после чего результаты сравнивались между собой и с результатами для исходной модели.

THE ABSTRACT

37 pages, 22 pictures, 7 tables

TOPOLOGY OPTIMIZATION, CALCULATION OF THE STRESS-STRAIN STATE, FINITE ELEMENT METHOD, THE STEERING KNUCKLE OF A PASSENGER CAR, ANSYS

This paper is dedicated to the topology optimization of a steering knuckle of a passenger car in the ANSYS software package. An analysis of the methods used was carried out, such as the finite element method and the SIMP-method. The stress-strain state of the initial steering knuckle model was calculated and its topological optimization was carried out. As a result, two optimized models were obtained in different ways, and their verification calculation was carried out, after which the results were compared.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 5 |
| ГЛАВА 1. Анализ применяемых методов | 7 |
| 1.1 Метод конечных элементов | 7 |
| 1.2 Топологическая оптимизация | 10 |
| 1.3 Общие сведения о детали типа поворотный кулак | 12 |
| ГЛАВА 2. Топологическая оптимизация поворотного кулака | 16 |
| 2.1 Характеристики материала | 16 |
| 2.2 Геометрия поворотного кулака | 17 |
| 2.3 Конечно-элементная сетка | 18 |
| 2.4 Граничные условия и нагрузки..... | 19 |
| 2.5 Расчёт напряжённо-деформированного состояния исходной модели ... | 21 |
| 2.6 Топологическая оптимизация | 23 |
| ГЛАВА 3. Получившиеся оптимизированные модели | 25 |
| 3.1 Первый вариант оптимизированной модели..... | 25 |
| 3.1.1 Геометрия оптимизированной модели | 25 |
| 3.1.2 Конечно-элементная сетка..... | 26 |
| 3.1.3 Расчёт напряжённо-деформированного состояния | 26 |
| 3.2 Второй вариант оптимизированной геометрии | 29 |
| 3.2.1 Геометрия оптимизированной модели | 29 |
| 3.2.2 Конечно-элементная сетка..... | 30 |
| 3.2.3 Расчёт напряжённо-деформированного состояния..... | 31 |
| ГЛАВА 4. Сравнение результатов..... | 34 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 35 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ | 36 |

ВВЕДЕНИЕ

Автомобилестроение уже на протяжении многих лет является одной из важных сфер экономики. В связи с этим, инновационные технологии и новые решения в конструкции деталей являются актуальными. Для повышения конкурентоспособности выпускаемых автомобилей, инженеры стремятся улучшить динамические показатели, а также снизить расход топлива и выбросы выхлопных газов, что, в свою очередь, уменьшает негативное влияние на окружающую среду. Одним из основных решений данных проблем является уменьшение массы автомобиля. Помимо этого, снижение массы отдельных элементов помогает уменьшить их материалоемкость, что помогает расходовать меньше материала в процессе их изготовления и сокращает стоимость производства и транспортировки. Перед конструкторами стоит задача снизить массу детали так, чтобы она при этом не потеряла в прочности.

На данный момент уже существует довольно много различных методов, которые помогают оптимизировать конструкцию деталей как на этапе проектирования, так и при усовершенствовании уже имеющихся конструкций. К таким методам относятся, например, генеративный и бионический дизайн, аддитивные технологии, а также топологическая оптимизация.

Топологическая оптимизация – это метод оптимизации формы конструкции, в результате которого получается оптимальное распределение материала в проектной области в зависимости от заданных нагрузок, граничных условий и использовании различных ограничений, например геометрических, прочностных и других. Геометрия, полученная после применения данного метода, может изготавливаться с помощью различных технологий, будь то традиционные (фрезеровка, литьё, поковка и другие), так и с применением аддитивных технологий. Топологическая оптимизация основана на методе конечных элементов.

Топологическая оптимизация широко используется в различных сферах, например, в строительстве, военной промышленности, медицине, в аэрокосмической отрасли [5], и, конечно, в автомобилестроении [7]. В общем, данный метод актуален там, где предъявляются особые требования к надёжности и прочности конструкций при минимизации массы.

В данной работе рассматривается применение метода топологической оптимизации на примере поворотного кулака легкового автомобиля с целью уменьшения массы и сохранения работоспособности детали. Для достижения поставленной цели необходимо: подготовить конечно-элементную модель, выбрать используемый материал, произвести расчет напряжённо-деформированного состояния с определёнными нагрузками, результат которого послужит основой для топологической оптимизации, далее необходимо оценить полученный результат и представить итоговую геометрию, затем произвести верификационный расчёт полученной модели.

ГЛАВА 1. Анализ применяемых методов

1.1 Метод конечных элементов

Для определения напряжённо-деформированного состояния в детали при решении задачи топологической оптимизации применяется метод конечных элементов.

Метод конечных элементов (МКЭ) – это численный метод, который широко используется инженерами для решения различных краевых задач. Этот метод лежит в основе подавляющего большинства различных программных средств, предназначенных для инженерных расчётов. Ключевая идея метода конечных элементов – это концепция дискретизации, то есть неизвестная непрерывная величина, например, давление или перемещение, аппроксимируется дискретной моделью, которая строится на линейной комбинации кусочно-непрерывных финитных функций [1]. Эти функции отличны от нуля только в заданном интервале, в методе конечных элементов эти интервалы называются конечными элементами, на них разбивается исследуемая область. Конечные элементы соединяются между собой в узлах. Совокупность конечных элементов, соединённых между собой, формирует расчётную схему, называемую конечно-элементной моделью.

Метод конечных элементов позволяет учитывать сложную геометрию модели, а так же выделить некоторые особенности путём уменьшения размера элемента в интересующих областях.

В качестве примера рассмотрим решение задачи теории упругости методом конечных элементов.

Рассматриваемая область разбивается на линейные треугольные элементы. Неизвестная функция перемещений $u(x, y)$ аппроксимируется в элементе линейной функцией:

$$u = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y \quad (1.1)$$

Соотношение, определяющее элемент, записывается как:

$$u = N_i u_i + N_j u_j + N_k u_k \quad (1.2)$$

Компоненты вектора перемещений:

$$u_x = N_i u_{ix} + N_j u_{jx} + N_k u_{kx}; \quad (1.3)$$

$$u_y = N_i u_{iy} + N_j u_{jy} + N_k u_{ky} \quad (1.4)$$

Соотношение (1.3)-(1.4) может быть представлено в матричном виде:

$$u = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix} \{u^{(e)}\} = [N]u^{(e)}, \quad (1.5)$$

где $\{u^{(e)}\}$ – вектор узловых перемещений, $[N]$ – матрица функций форм. Функция формы N_i равна единице в узле (x_i, y_i) и нулю в других оставшихся узлах.

Чтобы найти перемещения, принято использовать вариационный принцип Лагранжа: потенциальная энергия рассматривается как функционал и этот функционал необходимо минимизировать. Запишем его:

$$\Pi = \Lambda - W, \quad (1.6)$$

где Λ – энергия деформации, W – работа внешних сил.

Запишем выражение для энергии деформации:

$$\Lambda = \frac{1}{2} \int_V \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV, \quad (1.7)$$

где $\{\varepsilon\}^T$ – вектор из компонент деформаций, $\{\sigma\}$ – вектор из компонент напряжений.

В матричном виде выражение для вектора из компонент тензора деформаций записывается в виде:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u^e\}, \quad (1.8)$$

где $[B] = [L][N]$ – матрица градиентов, $[L]$ – матричный дифференциальный оператор.

Определяющее соотношение записывается в виде закона Гука. В матричном представлении:

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\} = [E][B]\{u^e\}, \quad (1.9)$$

где $[E]$ – матрица упругих модулей, она является симметричной.

Перепишем выражение для энергии деформации (1.7) с учётом представленных выше соотношений (1.8) и (1.9):

$$\Lambda = \frac{1}{2} \int_V \{u^e\}^T [B]^T [E][B] dV \{u^e\} \quad (1.10)$$

Работа внешних сил записывается через сумму работ сосредоточенных, объёмных и поверхностных сил:

$$W = W_c + W_V + W_s. \quad (1.11)$$

Чтобы найти минимум функционала потенциальной энергии (1.6), запишем:

$$\frac{\delta \Pi}{\delta \{u^e\}} = 0. \quad (1.12)$$

Подставив (1.10) и (1.11) в (1.6), а затем полученное выражение подставив в (1.12), получим:

$$\int_V [B]^T [E][B] dV \{u^e\} = \{p^e\}, \quad (1.13)$$

где $\{p^e\}$ – вектор сил в узле.

Введём элементную матрицу жёсткости:

$$\{k^e\} = \int_V [B]^T [E][B] dV. \quad (1.14)$$

Перепишем (1.13), учитывая написанное выше (1.14) и получим выражение, называемое основным уравнением метода конечных элементов для одного элемента:

$$[k^e] \{u^e\} = \{p^e\}. \quad (1.15)$$

Чтобы найти перемещения в рассматриваемой области, перейдём от элементной матрицы жёсткости к глобальной:

$$[K] = \sum_e [k^e]; \quad (1.16)$$

$$\{P\} = \sum_e \{p^e\}. \quad (1.17)$$

Теперь можем записать основное уравнение метода конечных элементов для всей системы конечных элементов:

$$[K] \{u\} = \{P\}. \quad (1.18)$$

Получена система линейных алгебраических уравнений равновесия во всех узлах дискретной модели, решив которую, можно найти перемещения в узлах конечно-элементной модели, а зная перемещения, можно также найти напряжения и деформации.

1.2 Топологическая оптимизация

Идея оптимального использования материала в различных конструкциях зародилась ещё в начале 20 века. Первой работой на данную тематику считается работа инженера-механика Энтони Митчелла, написанная в 1904 году [10]. Метод же топологической оптимизации как один из типов структурной оптимизации был впервые упомянут в 60-х годах прошлого века, однако наибольший толчок развитию данного метода стал рост производительности компьютеров, а также появление и распространение аддитивного производства в 2000-х годах. В последнее же десятилетие топологическая оптимизация является как никогда актуальной.

Структурная оптимизация подразделяется на три типа: оптимизация формы или параметрическая оптимизация, оптимизация размера и оптимизация топологии.

Топологическая оптимизация – это математический подход, который помогает рационально распределить материал в ограниченной области с удовлетворением заданных параметров. Данный метод отличается от оптимизации формы или оптимизации размеров тем, что получившаяся геометрия может быть любой формы.

На сегодняшний день существует довольно много методов топологической оптимизации, к наиболее распространённым относятся:

ESO/BESO (Bi-directional Evolutionary Structural Optimization) - метод двунаправленной эволюционной структурной оптимизации [4]. Суть этого метода заключается в том, что каждый конечный элемент оценивается на нагруженность. Если напряжения или деформации в элементе малы, то он является неэффективным и его можно удалить. Метод BESO является некоторым расширением метода ESO, который позволяет не только удалять неэффективные элементы, но и добавлять эффективные. Этот метод прост в реализации, он логичен и понятен.

Level Set-метод - метод установления уровня [13]. Суть данного метода заключается в том, что кривая или поверхность представляется в

невном виде и принимается в качестве нулевого уровня некоторой многомерной функции. Далее изучается деформация этой задеированной функции. Контурь целевых структур изменяются путём обновления функции задания уровня в процессе оптимизации. Данный метод удобен при моделировании объектов, которым свойственно изменение формы во времени.

SIMP-метод (Solid Isotropic Material with Penalization) – метод пенализации для твёрдого изотропного тела [2]. Является одним из первых и самых широко используемых, в том числе и в сфере автомобилестроения, методов. Суть его заключается в создании так называемого поля виртуальной плотности, которая выступает в качестве подобия некоторой реальной характеристики рассматриваемого тела. Тело разбивается на конечные элементы, где каждому элементу назначается определённое значение относительной плотности ρ^e . Относительная плотность может принимать значение 0, что значит, что материал полностью отсутствует, или значение 1, то есть материал полностью присутствует. Прочие промежуточные значения, которые находятся в интервале от 0 и 1, необходимо приблизить к одному из крайних состояний, что можно сделать с помощью штрафного коэффициента p . Целевой функцией топологической оптимизации в данном случае выступает податливость конструкции C – способность детали сопротивляться деформациям, возникающим при внешних нагрузках. Податливость – понятие, обратное жёсткости конструкции, минимальная податливость соответствует максимальной глобальной жёсткости.

Задача оптимизации сводится к минимизации податливости:

$$\min C(\{\rho\}) = \sum_{e=1}^N (\rho^e)^p \{u^e\}^T [k^e] \{u^e\}, \quad (1.19)$$

где $\{\rho\}$ – вектор относительных плотностей элементов, ρ^e – относительная плотность элемента, $\{u^e\}$ – вектор узловых перемещений элемента, $[k^e]$ – элементная матрица жёсткости, N – количество конечных элементов e , $p = 3$ – штрафной коэффициент.

На целевую функцию обычно накладываются определённые ограничения, например, ограничение на объём, или, как в данном случае, ограничение на массу:

$$\sum_{e=1}^N (V^e)^T \rho^e \leq M_T, \quad (1.20)$$

где V^e – объём конечного элемента, M_T – поставленная заранее целевая масса детали.

Опираясь на представленные выше выражения, а также учитывая основное уравнение метода конечных элементов, можем записать постановку задачи топологической оптимизации:

$$\begin{cases} \min C(\{\rho\}) = \sum_{e=1}^N (\rho^e)^p \{u^e\}^T [k^e] \{u^e\} \\ [K]\{u\} = \{P\} \\ \sum_{e=1}^N (V^e)^T \rho^e \leq M_T \end{cases} \quad (1.21)$$

Помимо представленных выше типов оптимизации известны и другие, например: метод гомогенизации, генетический алгоритм, ESO-SIMP-метод.

Для всех методов топологической оптимизации первый шаг является одинаковым – это создание начальной модели с помощью систем автоматизированного проектирования и её конечно-элементный расчёт для получения перемещений, напряжений, деформаций.

Метод топологической оптимизации реализован в большом количестве программных пакетов для инженерных расчетов: SOLIDWORKS Simulation, Autodesk Fusion 360, APM Structure3D, Siemens NX, Abaqus, ANSYS и в других.

1.3 Общие сведения о детали типа поворотный кулак

Поворотный кулак – важная деталь в составе подвески автомобиля. Эта деталь выполняет три основные функции: удерживает ступицу колеса, соединяет колесо с другими составными частями подвески, а также осуществляет возможность поворота колеса в процессе управления транспортным средством.

В связи с большим разнообразием различных типов подвески транспортных средств (МакФерсон, многорычажные, на двойных поперечных рычагах и так далее) существует широкий выбор поворотных кулаков различных форм и размеров, конструкционные особенности которых соответствуют тому типу подвески, для которого эти детали были созданы. Различные конструкционные решения, тем не менее, обладают рядом общих черт: поворотный кулак предусматривает соединение с другими элементами подвески, а так же в детали предусматриваются монтажные отверстия для крепления ступицы, тормозного суппорта, а так же амортизационной стойки (в случае подвески типа МакФерсон) [3].

На данный момент самым распространённым типом подвески легковых автомобилей является МакФерсон. В данной работе рассматривается поворотный кулак, предусмотренный именно для этого варианта подвески. На рисунке 1 представлен вид подвески МакФерсон вместе с поворотным кулаком (steering knuckle).

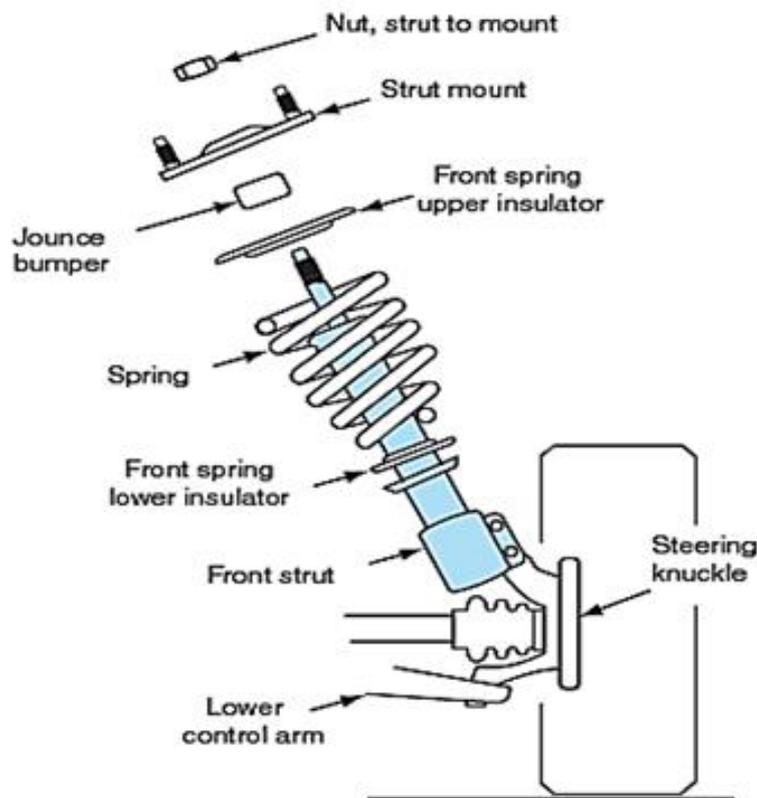


Рисунок 1 – Вид подвески МакФерсон [14]

Поворотные кулаки бывают двух основных типов – с отверстием для крепления ступицы и со шпинделем. Поворотные кулаки со шпинделем чаще всего используются в грузовых автомобилях, а со ступицей – в легковых.

Поворотный кулак состоит из нескольких частей, с помощью которых он соединяется с другими элементами подвески (рисунок 2):

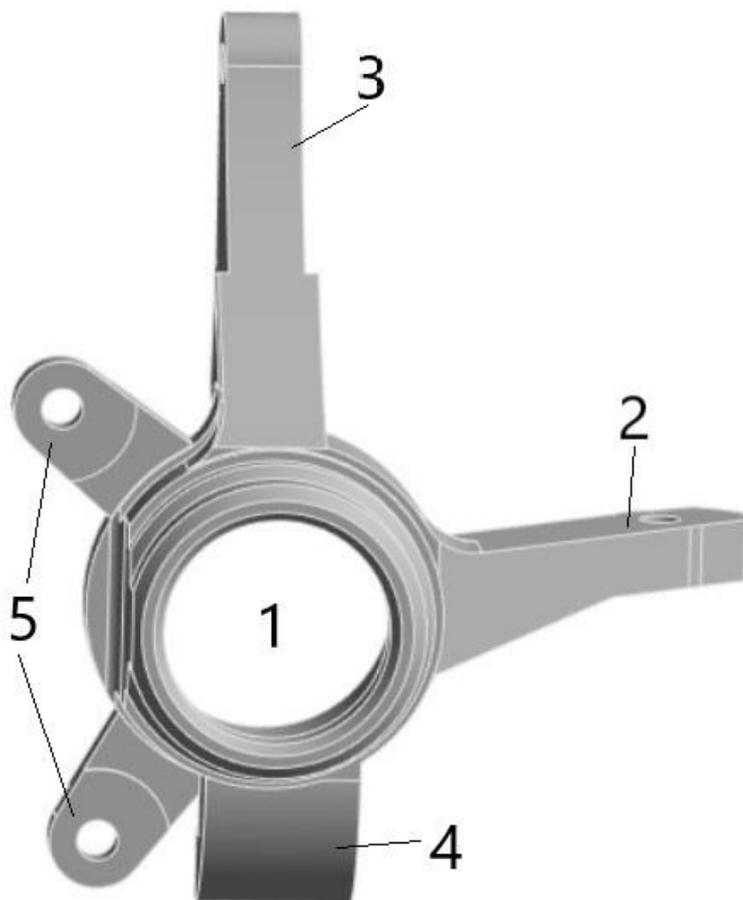


Рисунок 2 – Основные части поворотного кулака

- 1 – Отверстие для крепления цапфы,
- 2 – Рычаг для крепления рулевого управления,
- 3 – Рычаг с отверстиями для крепления к амортизационной стойке
- 4 – Крепление к нижнему рычагу подвески
- 5 – Крепление тормозных суппортов

Поворотный кулак, наравне с колёсами и шинами, относится к неподрессоренной массе автомобиля. Согласно исследованиям, величина

неподдрессоренной массы влияет на тяговую и тормозную динамику, устойчивость и управляемость транспортного средства [6]. С уменьшением значения неподдрессоренной массы замечается ощутимое улучшение представленных ранее характеристик, что положительно сказывается на впечатлении от автомобиля. Именно поэтому конструкторы стремятся снизить массу всех частей, относящихся к неподдрессоренной массе, в том числе и массу поворотного кулака.

Самыми распространёнными материалами для изготовления поворотных кулаков являются сталь и высокопрочный чугун. Данный узел должен быть прочным и выдерживать нормальные эксплуатационные нагрузки, помимо этого немаловажным фактором при выборе материала является устойчивость к коррозии. Если главной целью является ощутимое снижение неподдрессоренных масс, например, в случае гоночных автомобилей, то могут использоваться различные алюминиевые сплавы.

Поворотные кулаки изготавливаются разными способами. Традиционно в массовом производстве данные детали изготавливают литьём или поковкой с дальнейшей расточкой отверстий и фрезеровкой. Помимо традиционных способов на данный момент также применяются аддитивные технологии [12], например, технология селективного лазерного спекания (SLS) – метод трехмерной печати в металле. Однако пока что данные методы производства не являются широко используемыми, хотя и обладают рядом преимуществ и постоянно совершенствуются.

ГЛАВА 2. Топологическая оптимизация поворотного кулака

2.1 Характеристики материала

В данном случае материалом для поворотного кулака выбрана сталь конструкционная легированная 40Х (ГОСТ 8479-70) [9], которая является частым выбором отечественных производителей для изготовления подобных деталей. Главные свойства данной стали – прочность, износостойкость, устойчивость к коррозии.

Сталь 40Х относится к качественным углеродистым конструкционным сталям. Кроме углерода, повышающего прочность, в состав входят легирующие добавки, чтобы сделать сталь нержавеющей, а также иные примеси. Химический состав данной стали представлен в таблице 1, а механические свойства – в таблице 2.

Таблица 1 - Химический состав стали 40Х.

| Fe, % | C, % | Si, % | Mn, % | Ni, % | S, % | P, % | Cr, % | Cu, % |
|-------|----------------|----------------|----------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------|---------------------|
| ~ 97 | 0,36 – 0,44 | 0,17 – 0,37 | 0,50 – 0,80 | Не более 0,30 | Не более 0,035 | Не более 0,035 | 0,80 – 1,10 | Не более 0,30 |

Таблица 2 – Механические свойства стали 40Х.

| Характеристика | Значение |
|-------------------------|-----------------------------|
| Плотность | 7850 кг/м ³ |
| Модуль Юнга | 2 × 10 ⁵ МПа |
| Коэффициент Пуассона | 0,29 |
| Модуль объёмного сжатия | 1,587 × 10 ⁵ МПа |
| Модуль сдвига | 7,751 × 10 ⁴ МПа |
| Предел текучести | 345 МПа |
| Предел прочности | 590 МПа |

2.2 Геометрия поворотного кулака

В качестве модели для топологической оптимизации выбран поворотный кулак передней подвески автомобиля Mitsubishi Lancer 2001 года выпуска [15]. Исходная геометрия представлена на рисунке 3.

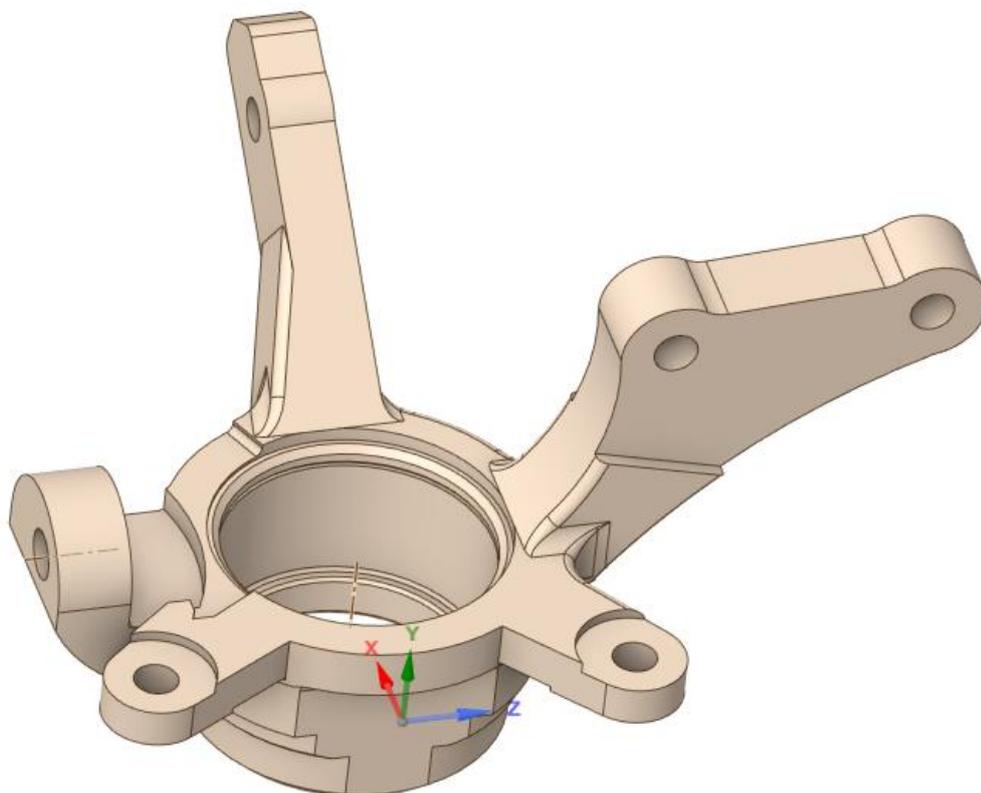


Рисунок 3 – Исходная геометрия поворотного кулака

Исходная геометрия содержит некоторые недочёты, которые затрудняют построение сетки и влияют на результаты расчёта напряжённо-деформированного состояния. В связи с этим была проведена подготовка геометрии в SpaceClaim. В процессе были убраны мелкие рёбра, а также объединены некоторые грани, и в результате геометрия стала выглядеть более гладкой и подходящей для расчёта. Геометрическая модель после обработки представлена на рисунке 4.

Масса получившейся детали с заданным материалом (сталь 40X) – 3,500 кг.

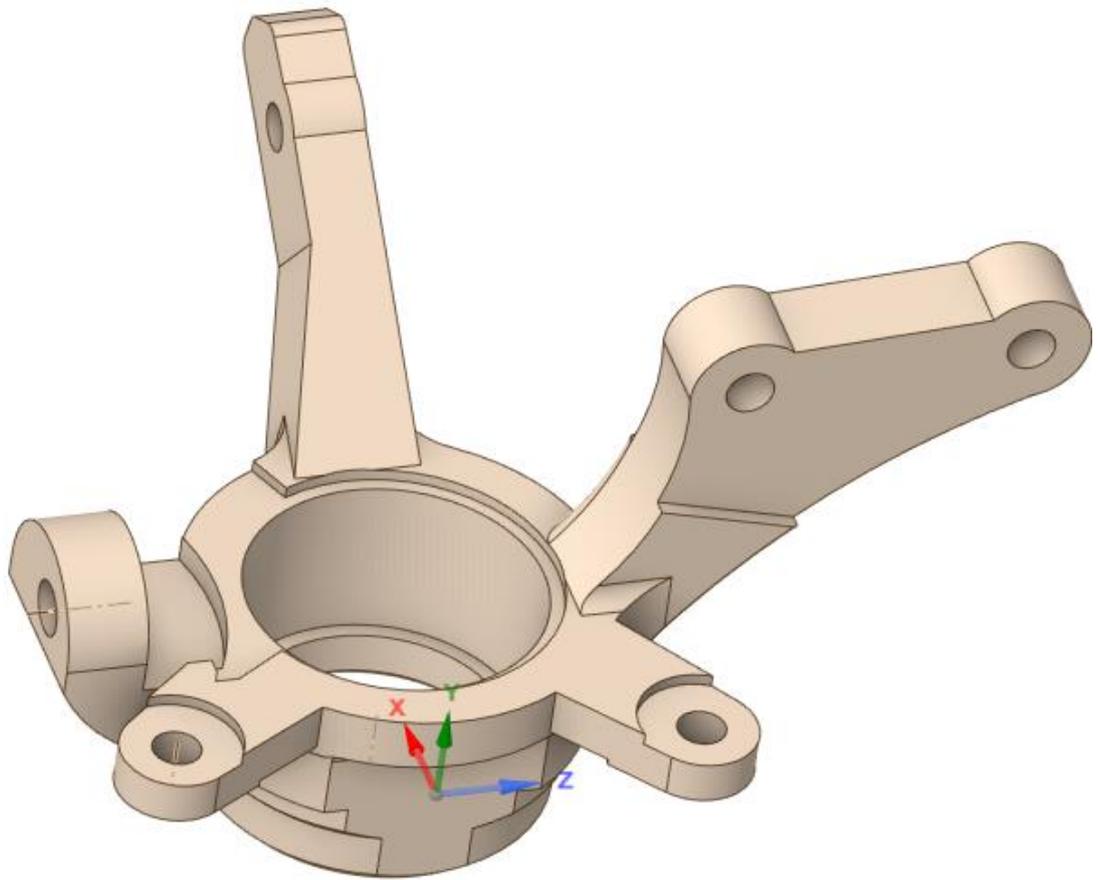


Рисунок 4 – Геометрическая модель после обработки

2.3 Конечно-элементная сетка

Для построения конечно-элементной сетки использованы тетраэдрические элементы, так как этот тип элемента нередко используется при решении такого типа задач. Размер элемента выбран 5 мм. В области отверстий применялась функция Edge Sizing для уточнения сетки и улучшения её сходимости.

Вид модели с построенной конечно-элементной сеткой представлен на рисунке 5. В таблице 3 указано количество узлов и количество элементов получившейся сетки.

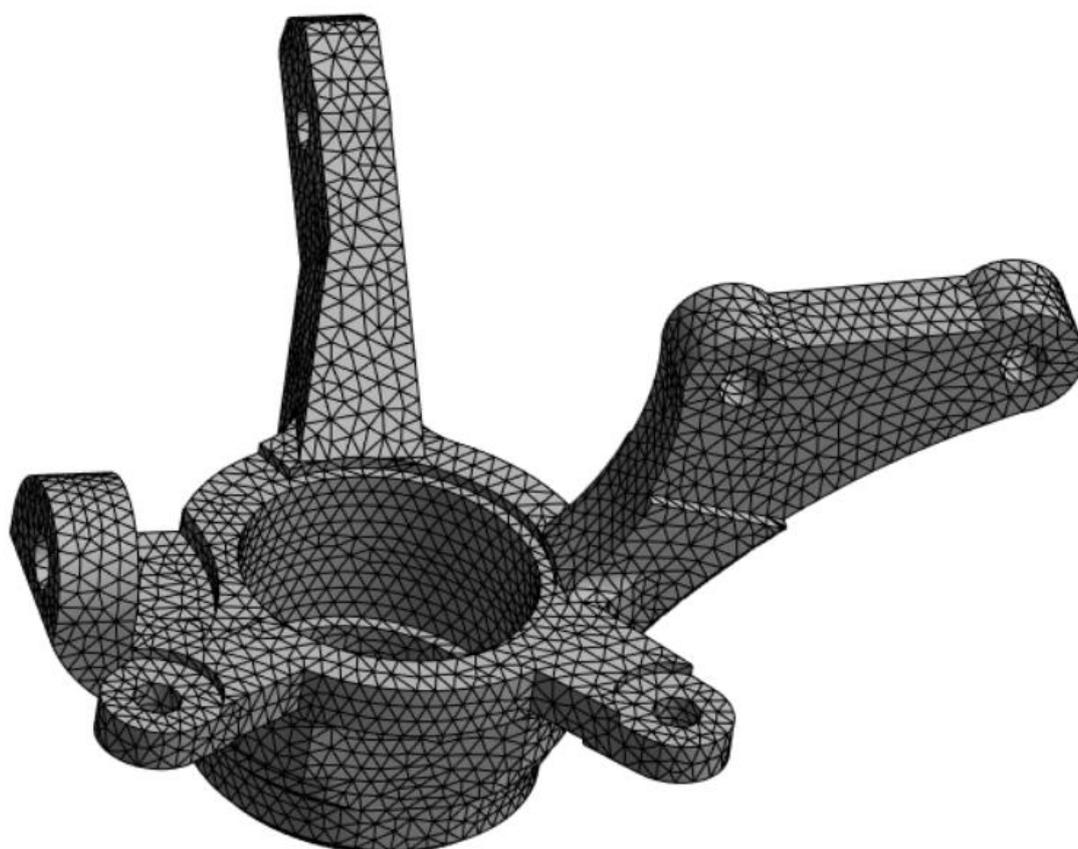


Рисунок 5 – Конечно-элементная модель.

Таблица 3 – Количество узлов и элементов сетки для исходной модели.

| Тип | Количество, шт |
|----------|----------------|
| Узлы | 53343 |
| Элементы | 33380 |

2.4 Граничные условия и нагрузки

На кулак прикладываются определённые нагрузки, которые рассчитывались согласно статье на схожую тематику [11]. Учитывалась масса автомобиля, равная 1300 кг. Помимо этого, распределение массы между передней и задней осями транспортного средства принято 50:50, то есть на одно колесо приходится четверть массы автомобиля. Следует заметить, что учитывались силы, обусловленные весом транспортного средства, а так же силы, возникающие при торможении. Полученные

нагрузки, которые прикладываются к разным частям поворотного кулака, указаны в таблице 4.

Таблица 4 – Нагрузки, прикладываемые к поворотному кулаку

| Место приложения силы | Значение силы, Н |
|------------------------------------|------------------|
| Отверстие под цапфу | 13897 |
| Крепление нижнего рычага подвески | 4782 |
| Крепление к амортизационной стойке | 4782 |
| Тормозные суппорта | 2391; 2391 |
| Крепление рулевой тяги | 50 |

Нижняя грань кулака жёстко закреплена, что представлено на рисунке 6. На рисунке 7 представлена модель с заданными нагрузками и граничными условиями.

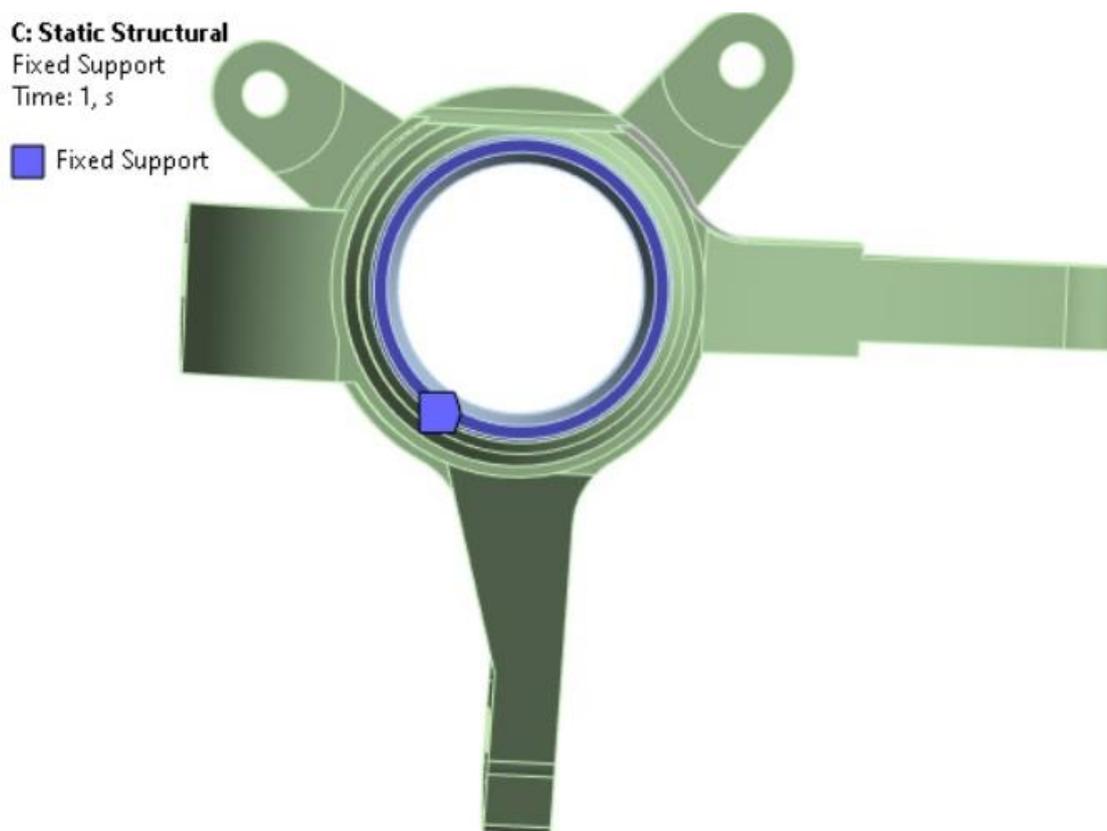


Рисунок 6 – Жёсткая заделка

B: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

- A** Fixed Support
- B** Force: 13897 N
- C** Force 2: 50, N
- D** Force 3: 2391,2 N
- E** Force 4: 2391,2 N
- F** Force 5: 4782,4 N
- G** Force 6: 4782,4 N

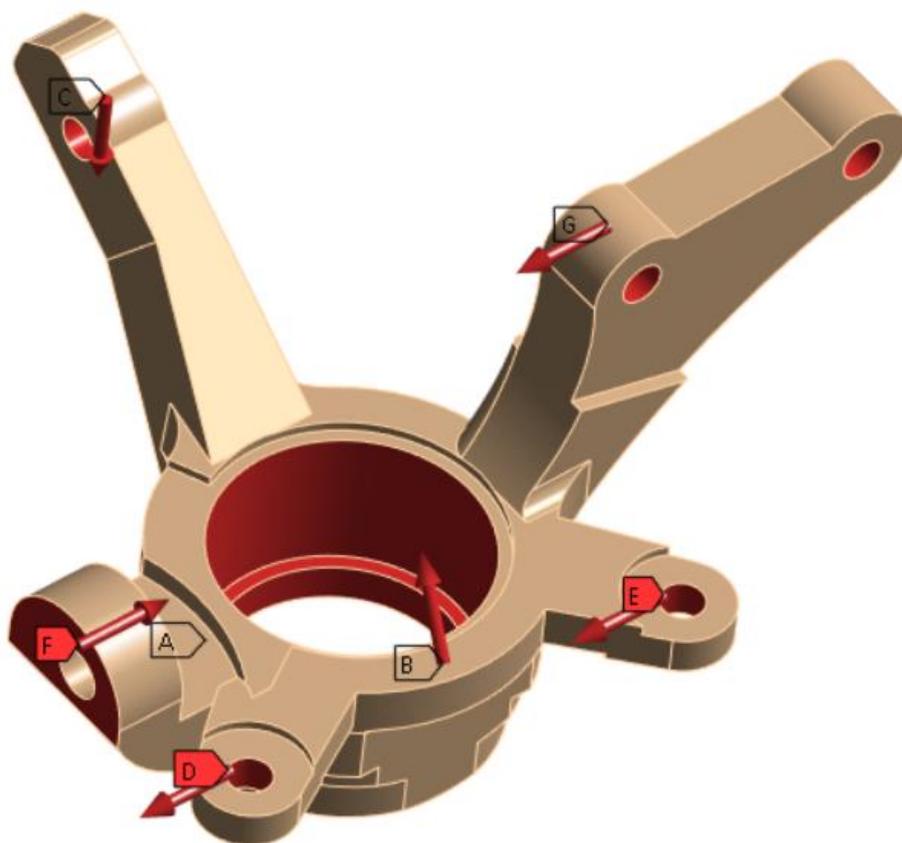


Рисунок 7 – Кулак с заданными нагрузками

2.5 Расчёт напряжённо-деформированного состояния исходной модели

Следующим этапом после создания конечно-элементной сетки и задания нагрузок и граничных условий является расчёт напряжённо-деформированного состояния.

В программе ANSYS для оценки прочности конструкций используется критерий фон Мизеса [8]. Данный критерий рекомендуется использовать для пластичных материалов, таких как металлы и сплавы. Если эквивалентные напряжения по Мизесу больше предела текучести выбранного для модели материала, то наступают пластические деформации.

В результате расчёта были найдены суммарные перемещения в миллиметрах и напряжения по Мизесу в мегапаскалях. На рисунке 8 представлены суммарные перемещения, а на рисунке 9 – напряжения по Мизесу.

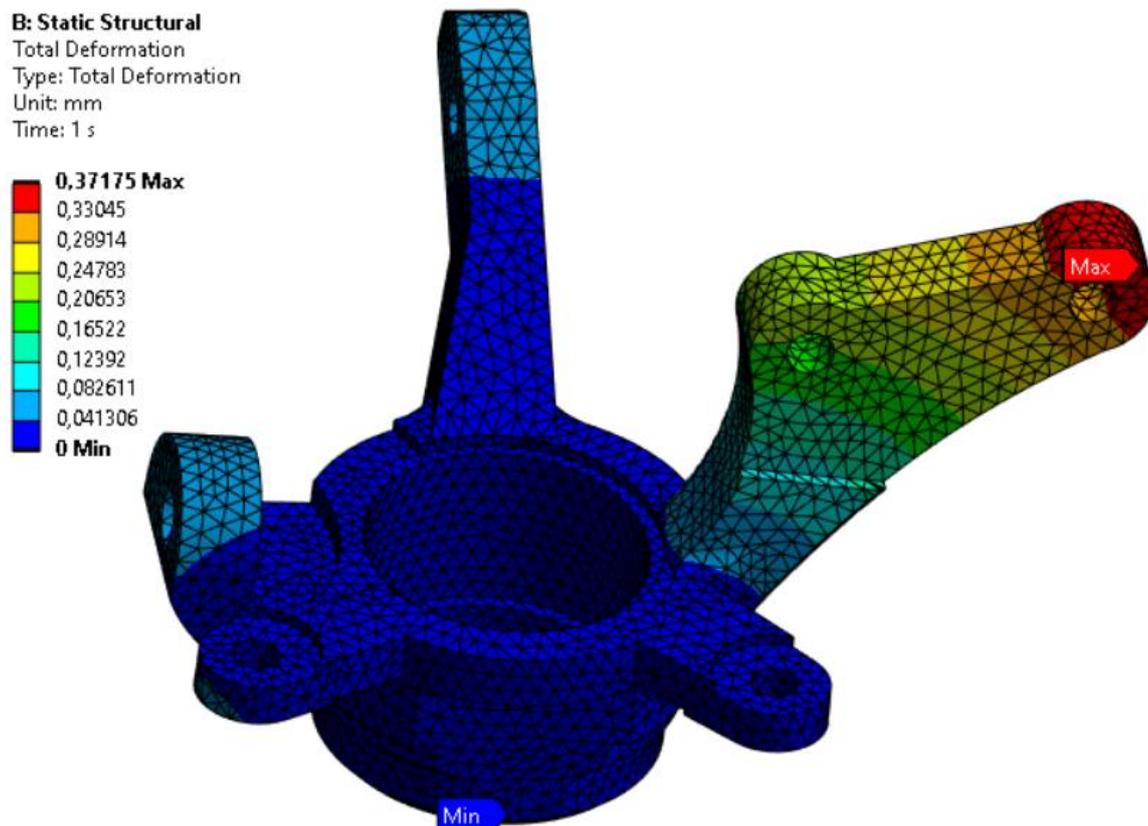


Рисунок 8 – Суммарные перемещения в исходной модели

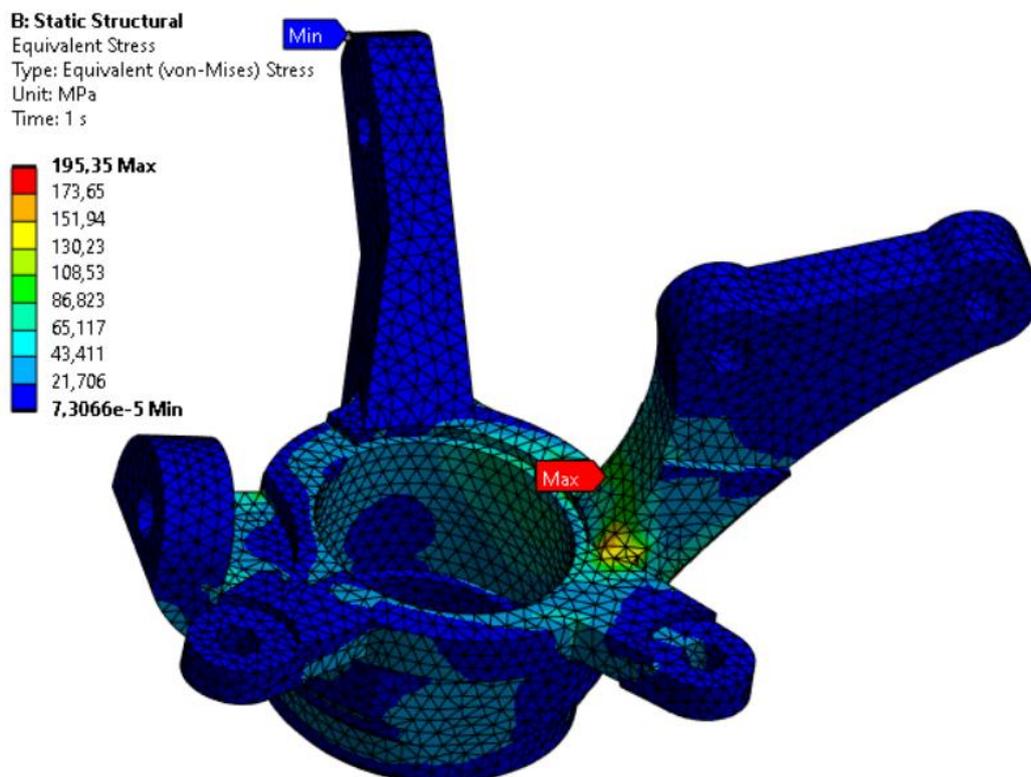


Рисунок 9 – Напряжения по Мизесу в исходной модели

При анализе полученного результата для напряжений был выявлен концентратор напряжений, вызванный особенностями конечно-элементной сетки. Так как значения напряжений сильно возрастают в области нескольких конечных элементов, опираясь на инженерный опыт, было решено проводить оценку максимального значения напряжений в соседних от концентратора напряжений элементах. Результаты представлены на рисунке 10. Максимальное напряжение – 154,68 МПа, что меньше предела текучести заявленного материала.

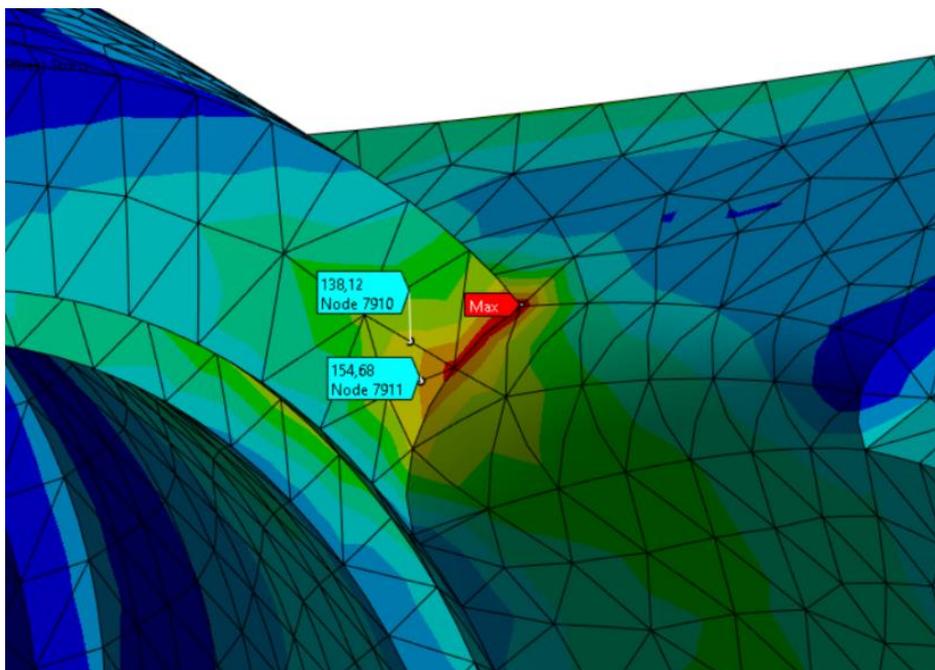


Рисунок 10 – Максимальные напряжения в исходной модели

2.6 Топологическая оптимизация

После проведения расчёта напряжённо-деформированного состояния была проведена топологическая оптимизация исходной модели поворотного кулака. Топологическая оптимизация проводилась в модуле Structural Optimization программного пакета ANSYS. Перед началом топологической оптимизации важно задать области, в которых топология может изменяться, а также те, которые не будут подвергаться топологической оптимизации, данном случае это места приложения сил и граничных условий.

Результат топологической оптимизации в виде STL модели представлен на рисунке 11. Красным цветом на рисунке изображены участки, которые можно полностью удалить, коричневым – те, которые можно удалить, а можно оставить, серым – участки, которые нужно обязательно оставить в модели.

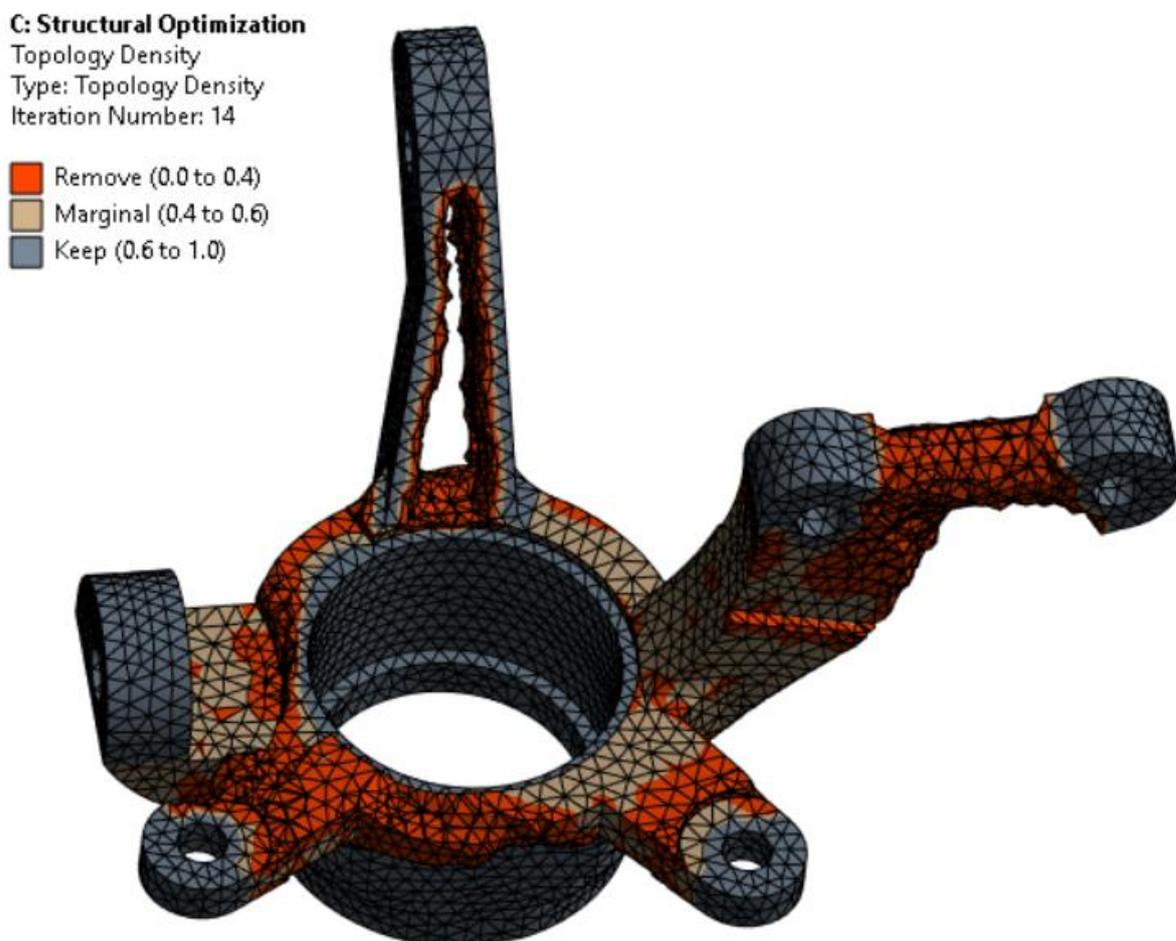


Рисунок 11 – Результат топологической оптимизации

Следующим этапом после получения результата топологической оптимизации является создание оптимальной геометрии конструкции. Анализируя полученный результат, было решено сделать два варианта оптимизированной модели.

ГЛАВА 3. Получившиеся оптимизированные модели

3.1 Первый вариант оптимизированной модели

3.1.1 Геометрия оптимизированной модели

Первая оптимизированная модель получилась в результате обработки исходной геометрии с учётом визуальной оценки результатов топологической оптимизации. В исходную геометрию были внесены изменения путём вырезания некоторых частей из конструкции. Так, было добавлено отверстие в рычаге крепления рулевой тяги, а так же вырезана часть материала в рычаге крепления амортизационной стойки. Получившаяся модель представлена на рисунке 12. Обработка геометрии проводилась в SpaceClaim.

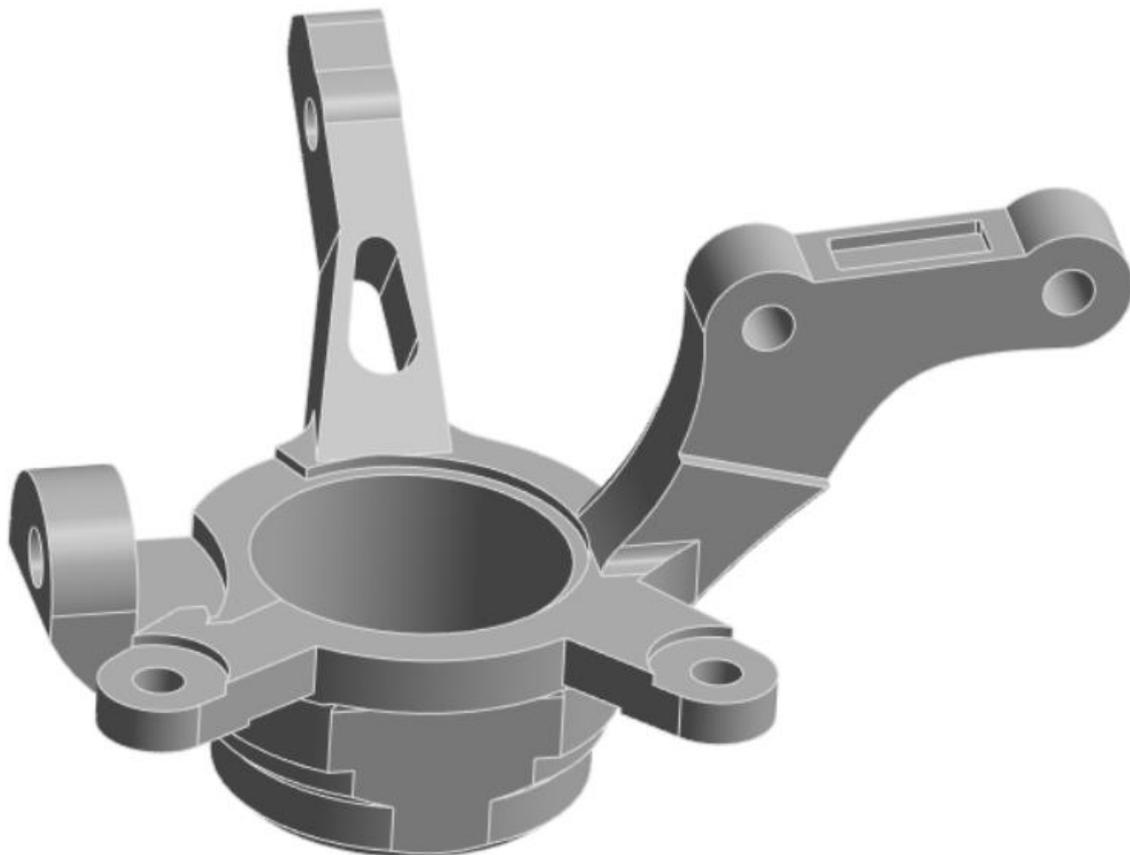


Рисунок 12 – Первый вариант оптимизированной модели

Масса получившейся детали с заданным материалом – 3,290 кг.

3.1.2 Конечно-элементная сетка

Конечно-элементная сетка первой оптимизированной модели представлена на рисунке 13. В таблице 5 представлены сведения о количестве элементов и узлов получившейся сетки.

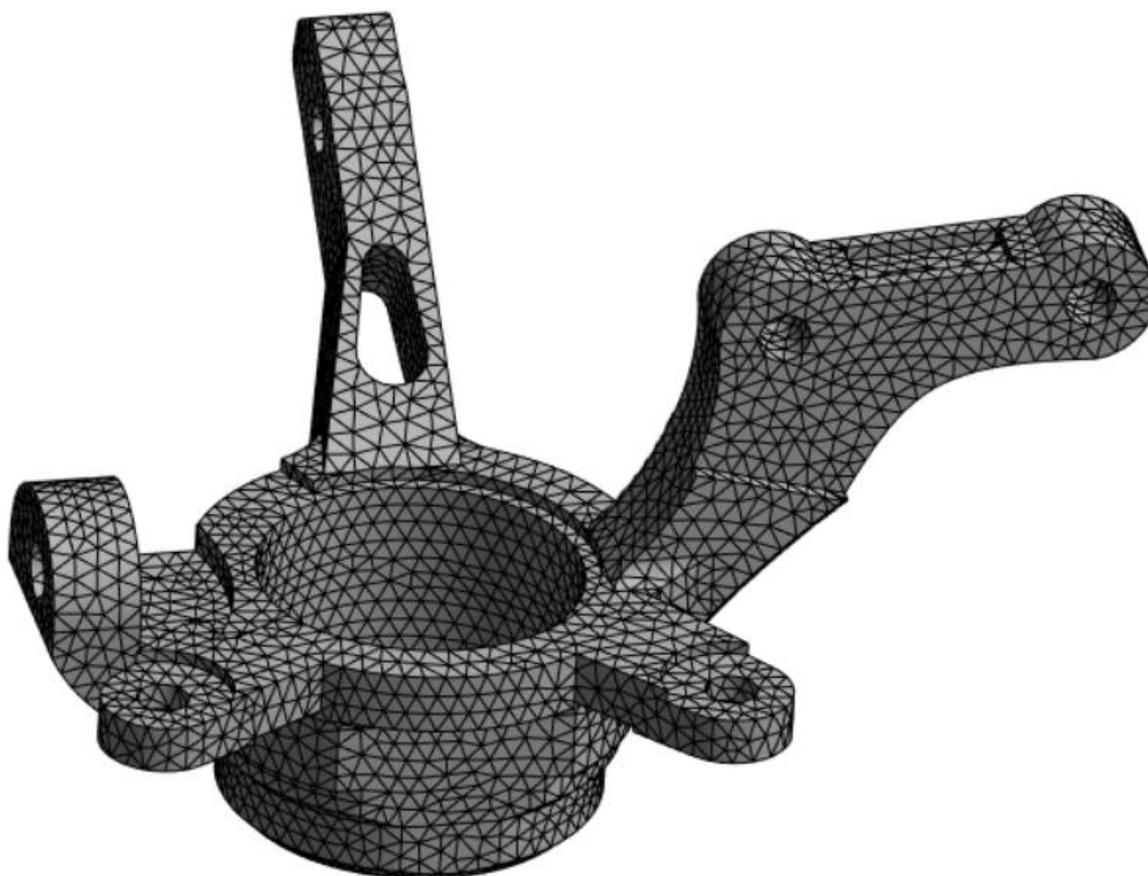


Рисунок 13 – Конечно-элементная сетка

Таблица 5 – Количество узлов и элементов первой оптимизированной модели

| Тип | Количество, шт |
|----------|----------------|
| Узлы | 51674 |
| Элементы | 31956 |

3.1.3 Расчёт напряжённо-деформированного состояния

Результаты суммарных перемещений представлены на рисунке 14, а напряжений по Мизесу на рисунке 15.

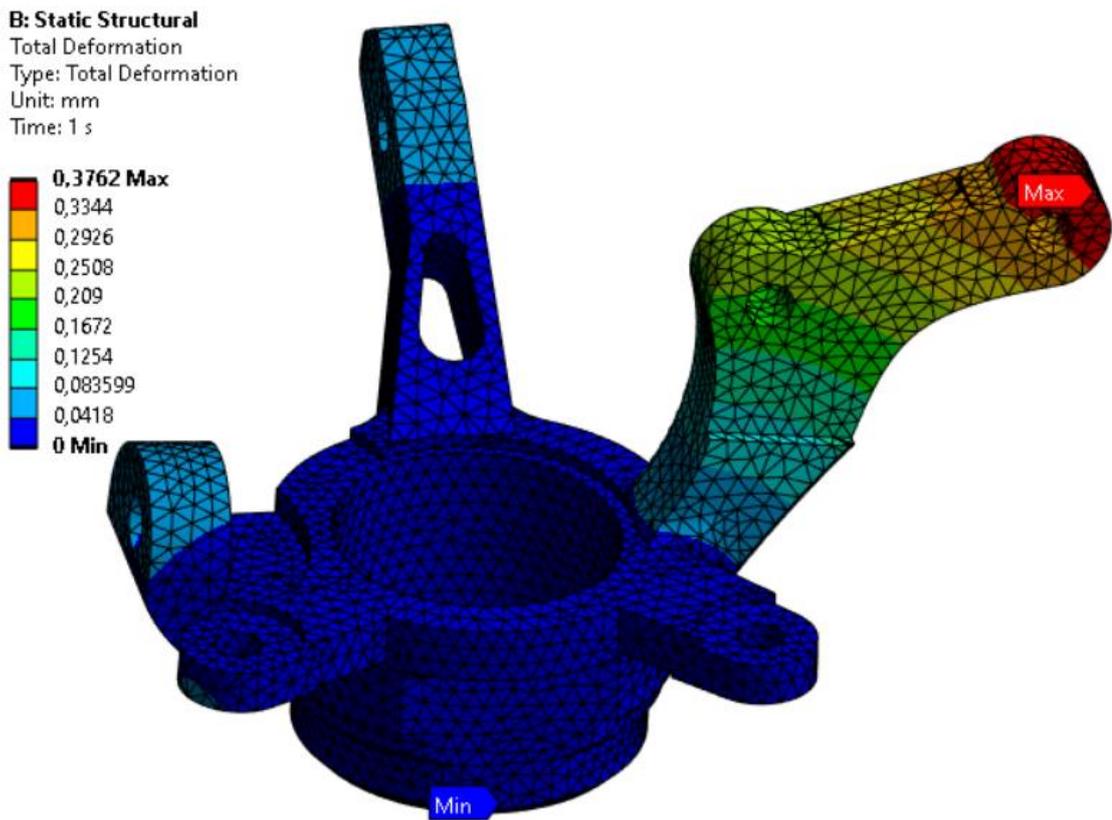


Рисунок 14 – Суммарные перемещения первой оптимизированной модели

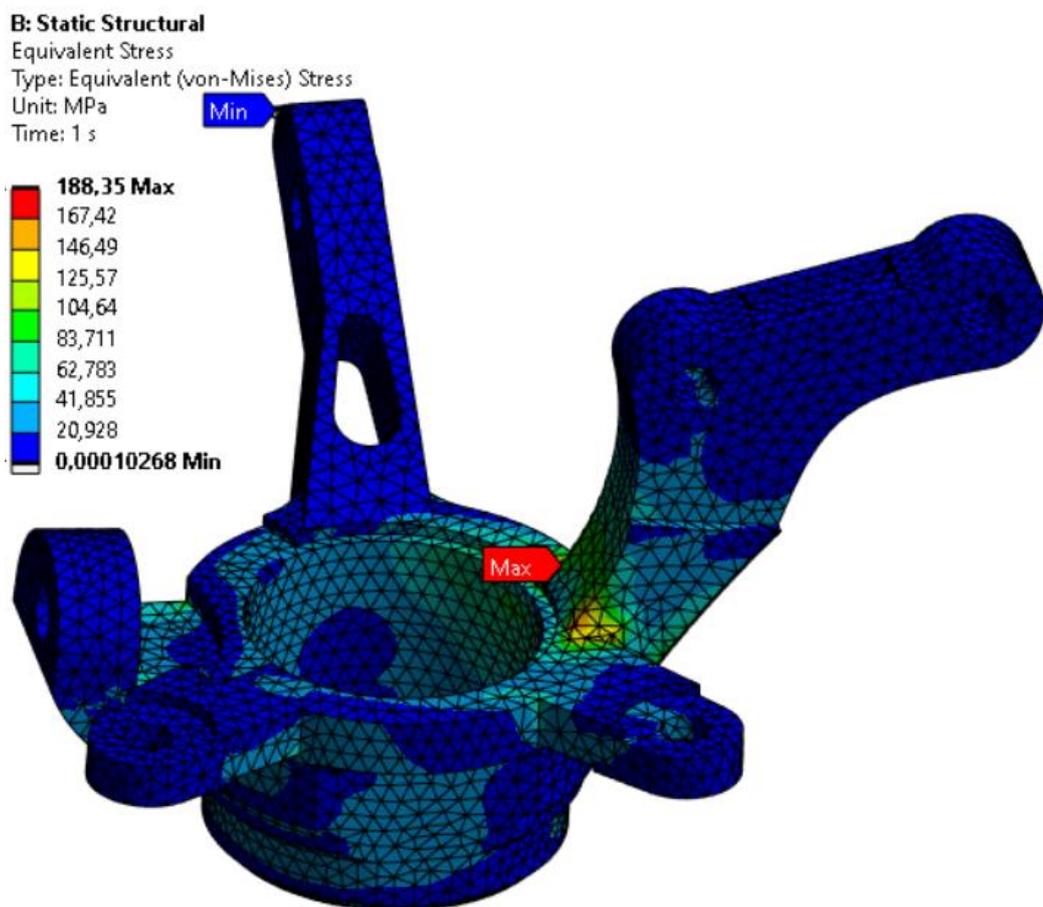


Рисунок 15 – Напряжения по Мизесу в первой оптимизированной модели.

Как и в случае исходной модели, в данном случае в том же месте возник концентратор напряжений, поэтому максимальные напряжения оценивались таким же образом, как и в исходной модели, то есть отступая от концентратора напряжений. Результат представлен на рисунке 16. Максимальное напряжение – 156,48 МПа, данное значение меньше предела текучести материала.

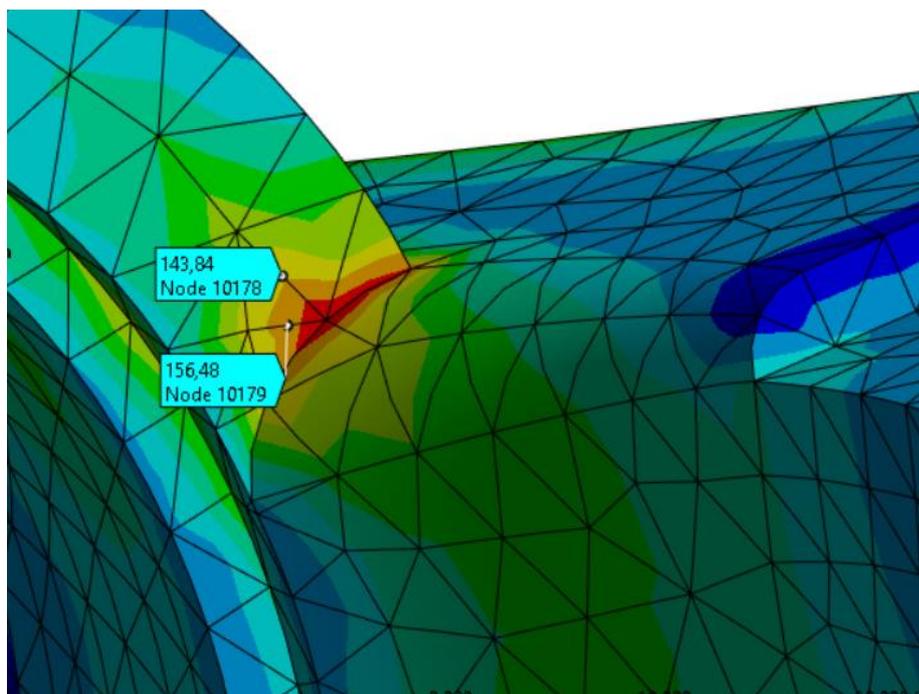


Рисунок 16 - Максимальные напряжения в первой оптимизированной модели

3.2 Второй вариант оптимизированной геометрии

3.2.1 Геометрия оптимизированной модели

Вторая оптимизированная модель получилась в результате обработки получившейся после реализации топологической оптимизации STL геометрии в специальном разделе, предназначенном для работы с фасеточной геометрией модуля SpaceClaim программного пакета ANSYS. Фасеточная геометрия описывает поверхность тела с помощью набора треугольников. В процессе обработки последовательно использовались различные операции: Shrinkwrap – предназначена для покрытия геометрии слоем новой сетки, размер которой можно задавать вручную, Smooth – сглаживание и Reduce – сокращение количества граней. После того, как удалось добиться достаточной гладкости геометрии, модель была переведена из фасеточного типа в solid (твердотельную модель), чтобы провести верификационный расчёт. Результат представлен на рисунке 17.

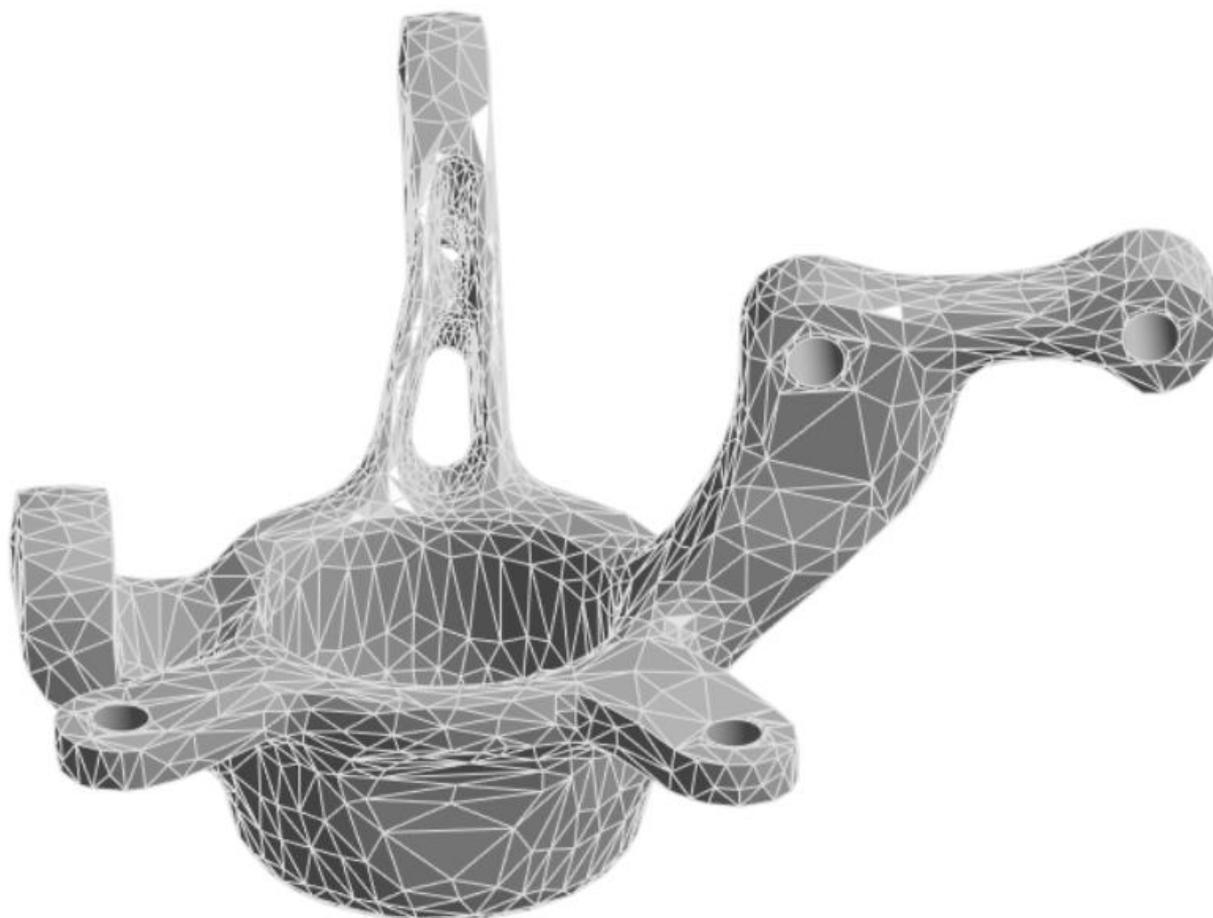


Рисунок 17 – Второй вариант оптимизированной модели

Масса получившейся детали с заданным материалом – 3,140 кг.

3.2.2 Конечно-элементная сетка

В процессе построении сетки для данной модели необходимо было учитывать некоторые нюансы. Необходимо, чтобы генератор сетки по большей части игнорировал особенности полученной геометрии, то есть не учитывал поверхностные грани. Для этого применялся метод Patch Independent. Основная идея данного метода заключается в том, что на рассматриваемую область накладывается некоторая сетка, а затем отсекаются все фрагменты, которые выходят за пределы геометрической области. Помимо этого, в области вокруг отверстий была использована функция Edge Sizing для уточнения сетки.

Построенная конечно-элементная сетка представлена на рисунке 18. В таблице 6 представлены сведения о количестве элементов и узлов получившейся сетки.

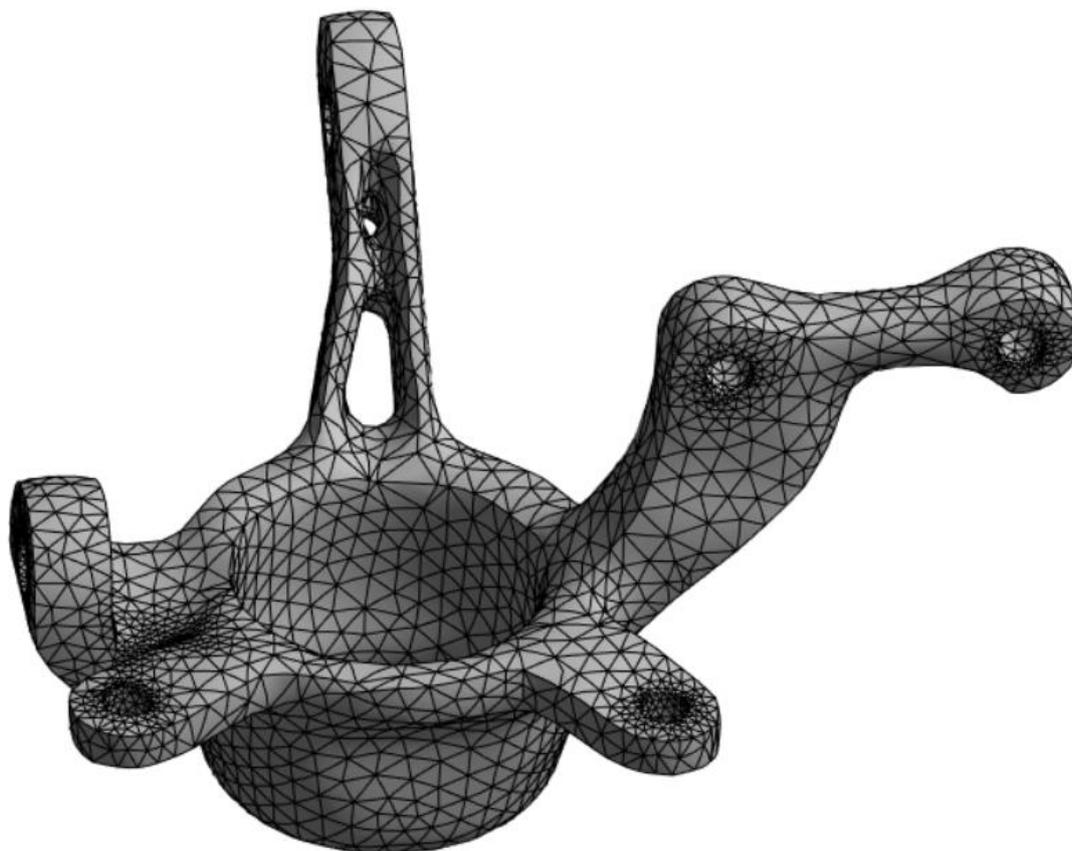


Рисунок 18 - Конечно-элементная сетка

Таблица 6 – Количество узлов и элементов второй оптимизированной модели.

| Тип | Количество, шт |
|----------|----------------|
| Узлы | 38556 |
| Элементы | 23633 |

3.2.3 Расчёт напряжённо-деформированного состояния

Результаты суммарных перемещений представлены на рисунке 19, а напряжений по Мизесу на рисунке 20.

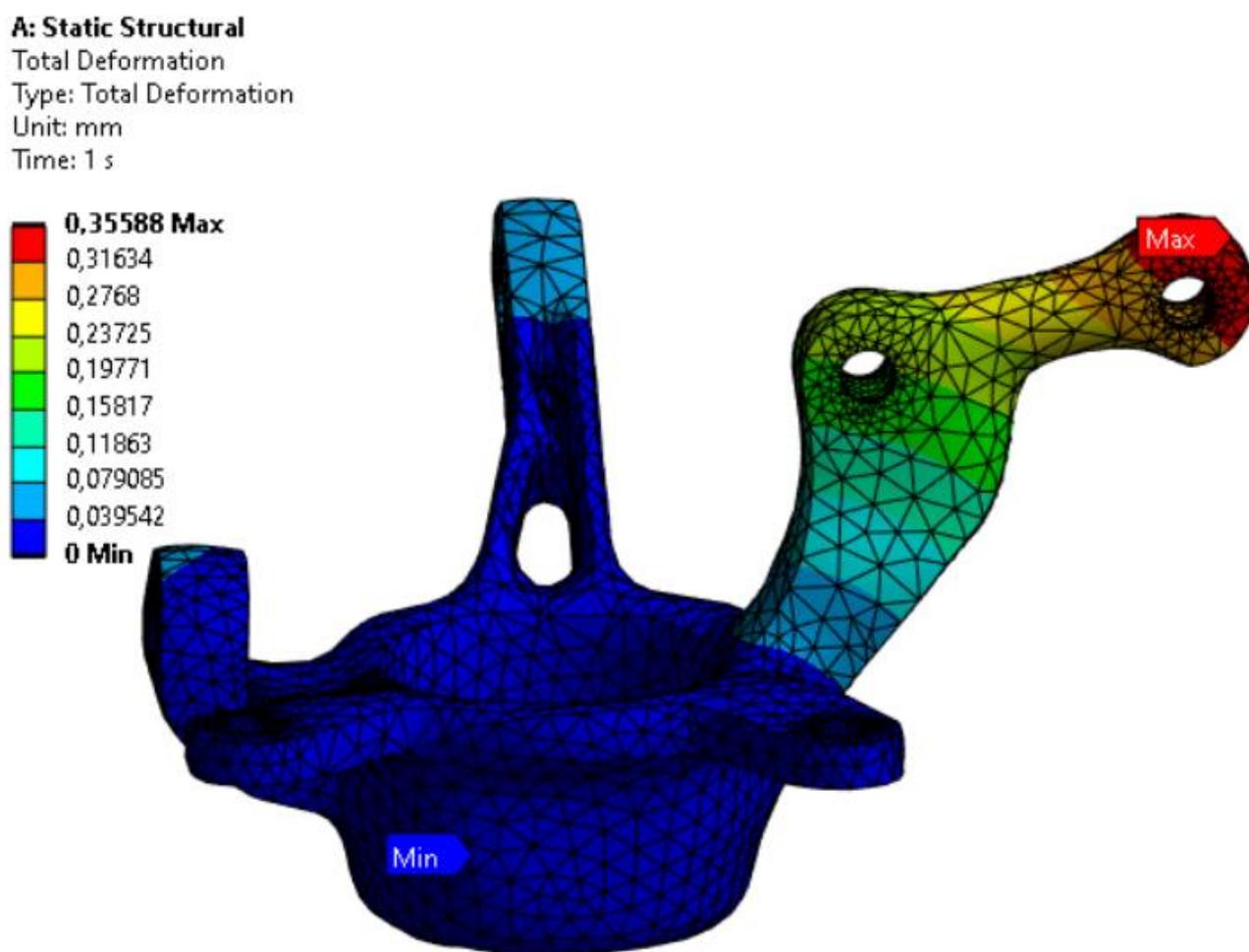


Рисунок 19 – Суммарные перемещения второй оптимизированной модели

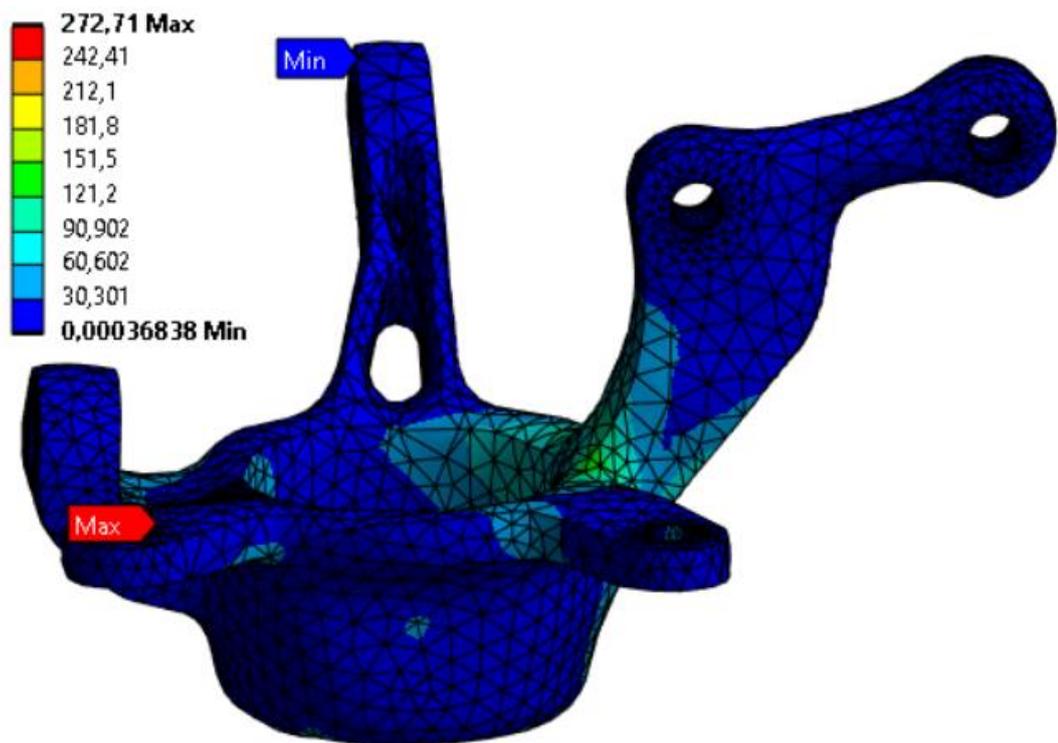


Рисунок 20 – Напряжения по Мизесу во второй оптимизированной модели

При анализе полученных результатов выяснилось, что в области между тормозным суппортом и креплением нижнего рычага подвески возникает концентратор напряжений в одном конечном элементе (рисунок 21), что вызвано особенностями конечно-элементной модели. Опираясь на инженерный опыт, было решено не учитывать данную особенность при анализе напряжений в данной модели.

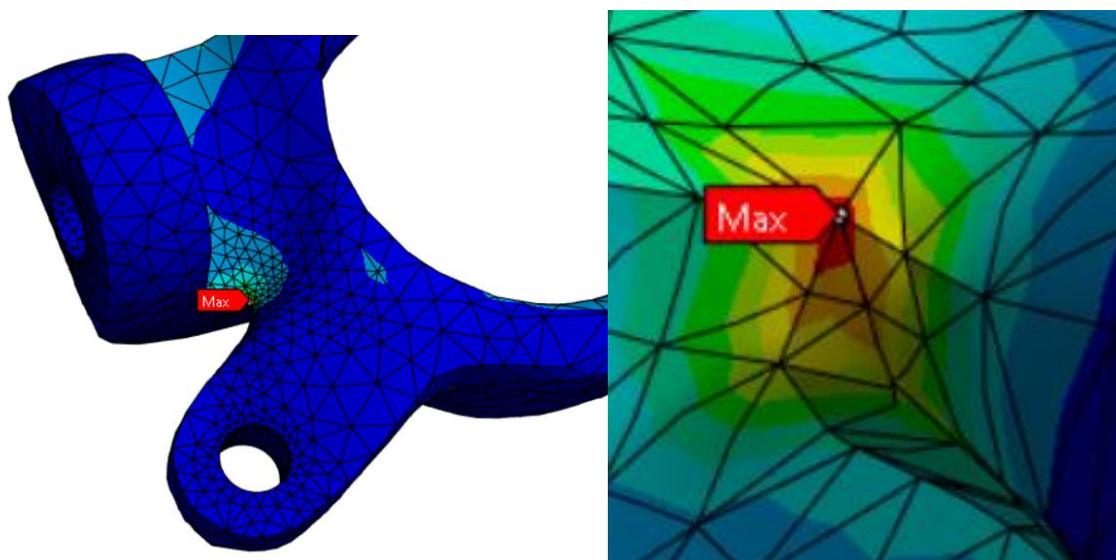


Рисунок 21 – Узел с критическими напряжениями

В конечном итоге было принято решение оценивать максимальные напряжения в той же области, что и для первых двух моделей, то есть в области рычага крепления к амортизационной стойке. Результат представлен на рисунке 22. Максимальное напряжение в данном случае – 157,83 МПа.

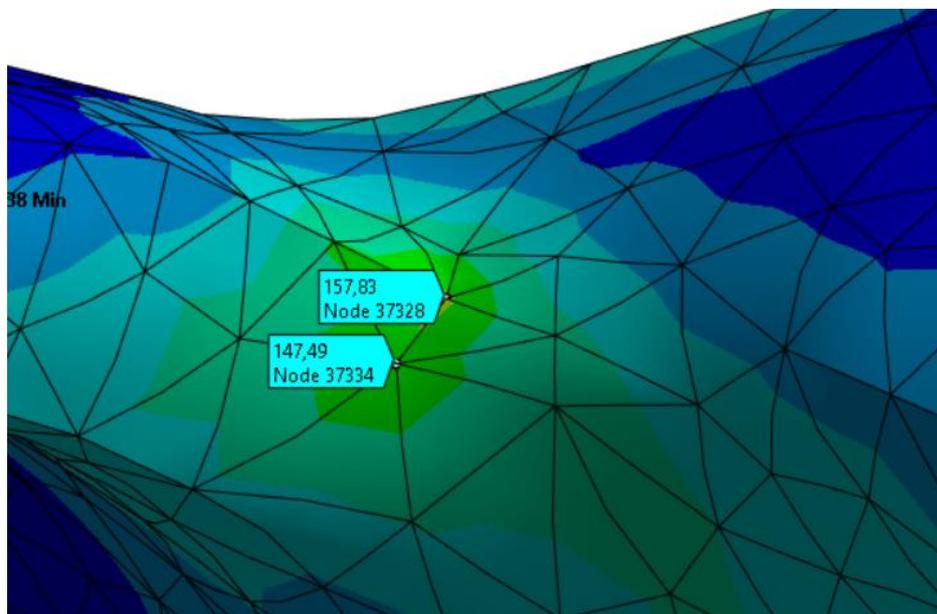


Рисунок 22 - Максимальные напряжения во второй оптимизированной модели

ГЛАВА 4. Сравнение результатов

После проведения верификационных расчётов оптимизированных конструкций был проведён анализ результатов, а также сравнение этих результатов между собой. Результаты сравнения представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Сравнение результатов.

| Модель | Масса, кг | Суммарные перемещения, мм | Максимальные напряжения, МПа |
|--------------------------------|--------------|---------------------------------|------------------------------------|
| Исходная модель | 3,500 | 0,372 | 154,6 |
| Первая оптимизированная модель | 3,290 | 0,376 | 156,4 |
| Вторая оптимизированная модель | 3,140 | 0,356 | 157,8 |

В результате топологической оптимизации удалось снизить массу на 0,210 кг и на 0,360 кг в случае первого и второго варианта оптимизированной модели соответственно.

Суммарные перемещения для всех представленных моделей являются практически одинаковыми, однако можно заметить, что в случае второй оптимизированной геометрии перемещения незначительно снизились. Во всех случаях максимальное перемещение возникает в рычаге крепления к амортизационной стойке.

Анализируя максимальные напряжения, можно заметить, что с уменьшением массы, напряжения возрастают, однако величина, на которую возрастают напряжения, относительно небольшая. Все максимальные напряжения меньше предела текучести использованной стали.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы была проведена топологическая оптимизация поворотного кулака, получены два варианта оптимизированной геометрии, для которых был проведён верификационный расчёт. Первая оптимизированная модель получена путём обработки исходной геометрии, опираясь на визуальную оценку результата топологической оптимизации. Вторая оптимизированная модель получена путём обработки STL геометрии, полученной после реализации оптимизации топологии.

Масса первой оптимизированной модели составила 3,290 кг, а второй - 3,140 кг. В сравнении с исходной моделью, масса которой 3,500 кг, первая оптимизированная модель легче на 6%, а вторая легче на ~10%.

При анализе результатов расчёта напряжённо-деформированного состояния для всех моделей можно сделать вывод, что с уменьшением массы суммарные перемещения остаются практически неизменными, а напряжения растут незначительно. Максимальные значения напряжений меньше предела текучести использованного материала, а значит, детали являются достаточно прочными.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сагдеева Ю.А., Копысов С.П., Новиков А.К. Введение в метод конечных элементов: метод. пособие. Ижевск: Изд-во «Удмуртский университет», 2011. – с.8.
2. Bendsøe M.P., Sigmund O. Topology Optimization: Theory, Methods and Applications. – Springer, 2003. p. 5.
3. Heiβing B., Ersoy M. Chassis Hand Book: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, 2011. p.325-328.
4. Huang X., Xie Y.M. Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures. Chichester, John Wiley & Sons, 2010, p. 5, 17.
5. Башин К.А., Торсунов Р.А., Семенов С.В. Методы топологической оптимизации конструкций, применяющиеся в аэрокосмической отрасли. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника, 2017, № 51, с. 51-61.
6. Богданов В.В., Бондаренко Г.А., Чабунин И.С. Высокопроизводительные вычисления зависимости нагруженности ходовой части автомобиля, его плавности хода от величины неподрессоренных. Материалы VI Международной научно-практической конференции. – Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2021. – с. 21-29.
7. Васильева, В.А., Устьянцев Ю.А., Великанов Н.Л. Топологическая оптимизация элементов автомобиля: состояние и перспективы развития. Материалы II Международной научно-практической конференции. – Москва: Государственный университет управления, 2023. – с. 53-55.
8. Колоско Д.Н., Хаустович И.С., Щербаченя В.А. Применение критерия мизеса в прочностных расчетах систем инженерного анализа. Сборник научных статей III Международной научно-практической конференции – Минск : БГАТУ, 2023. – с. 324-328.

9. ГОСТ 8479-70. Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. – Москва: Изд-во стандартов, 1986. - 9 с.
10. Michell A.G.M. The limits of economy of material in frame-structures. *Philosophical Magazine*, 1904. Vol. 8(47), p. 589-597.
11. Srivastava S., Salunkhe S., Pande S., Kapadiya B. Topology optimization of steering knuckle structure. *Int. J. Simul. Multidisci. Des. Optim*, 2020. - т. 11.
12. Vafadar A., Guzzomi F., Rassau A., Hayward K. Advances in metal additive manufacturing: A review of common processes, industrial applications, and current challenges. *Applied Sciences (Switzerland)*. – 2021. – т. 11, №3, p. 1-33.
13. Wang S.Y., Wang M.Y., Lim K.M., Khoo B.C. An Extended Level Set Method for Shape and Topology Optimization // *J. of Computational Physics*, 2007, № 221, p. 395-421.
14. Macpherson strut front suspension system design [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://skedbooks.com/books/automobile-engineering/macpherson-strut-front-suspension-system-design/> (Дата обращения: 07.05.2024).
15. Steering knuckle [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://grabcad.com/library/steering-knuckle-mitsubishi-lancer-2001-1> (Дата обращения: 25.11.2023).