

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

15.04.01 Машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

Эксплуатация транспортных средств

(направленность (профиль))

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему Моделирование энергопоглощающего элемента гоночного
автомобиля класса «Formula Student» согласно требованиям регламента

Студент

А.Е. Куликов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

д-р. техн. наук, профессор О.И. Драчев

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

Содержание

Введение.....	3
1 Обзор аттенюаторов гоночных болидов.....	5
2 Подготовительный этап конечно-элементного анализа	26
2.1 Геометрическая модель аттенюатора.....	26
2.2 Расчетная модель аттенюатора	31
3 Сравнительный анализ моделей аттенюаторов	41
3.1 Анализ аттенюатора конусной формы.....	41
3.2 Анализ аттенюатора пирамидальной четырехгранной формы	46
3.3 Анализ аттенюатора пирамидальной шестигранной формы.....	51
3.4 Анализ аттенюатора пирамидальной восьмигранной формы	56
4 Анализ аттенюатора улучшенной конфигурации.....	61
Заключение	67
Список используемых источников.....	69

Введение

Formula Student – это студенческие инженерные соревнования, где группы студентов проектируют, создают и управляют своим гоночным болидом.

Началось все это в 1981 году в Америке, а после распространилось по Европе, Азии, Южной Африке и Австралии. Несколько сотен международных команд участвуют в соревнованиях формулы, которые проводятся по всему миру.

В отличие от обычных гонок, команды набирают очки в 8 различных дисциплин, команда с наибольшим количеством очков, за все дисциплины в сумме, побеждает. Есть 3 статические дисциплины: отчет о стоимости, бизнес-презентация и защита конструкции. И 5 динамических дисциплин: ускорение, восьмерка, автокросс, топливная эффективность и гонка на выносливость, которая тестирует производительность машины и водителей на треке. Эта оценочная система и показывает, что успех – это тщательно сбалансированные аспекты конструкции машины.

История конструирования гоночных болидов в Тольяттинском государственном университете (ТГУ) претерпела несколько значимых этапов.

В конце 2007 года в ТГУ была организована, на тот момент, 3-я российская команда SPC Formula TSU, занимающаяся разработкой гоночных болидов для участия в проекте Formula Student. Со своим первым гоночным болидом «Sprint 01», который был разработан и сконструирован за 9 месяцев, команда успешно выступает на предварительном этапе соревнований Formula Student Russia 2008. Там она презентует свой бизнес-проект по реализации выпуска тысячи подобных гоночных болидов в России. Необходимо было обосновать экономическую выгоду их производства и определить пункты их реализации. По итогам этапа данная презентация

становится лучшей, специалисты признают её конкурентоспособной с презентациями именитых иностранных команд.

Одним из важных аспектов при проектировании гоночного автомобиля является необходимость анализа его поведения при столкновении, то есть необходимо обеспечить болид конструктивными элементами – ударными аттенюаторами или краш-боксами, которые способны поглотить большую часть кинетической энергии и защитить водителя от серьезных травм во время столкновения. Для того, чтобы отвечать требованиям регламента Formula Student, аттенюатор должен быть разработан в соответствии с установленными размерами и отвечать специфичным показателям, таким как усредненная перегрузка при ударе и величина деформации. В частности, конструкция и сборка аттенюатора должны удовлетворять следующим требованиям:

- аттенюатор должен быть, по меньшей мере, 200 мм высотой вдоль главной оси гоночного болида;
- аттенюатор иметь 200 мм в ширину и 100 мм в высоту на расстоянии 200 мм от защитной пластины;
- аттенюатор должен быть установлен на передней перегородке, посредством сварки или, по крайней мере, на 4 болта М8, класса 8.8;
- аттенюатор не должен проникать за защитную пластину при ударе;
- аттенюатор должен гарантировать безопасность пилота в ходе внеосевого или смещенного относительно центра болида ударе.

Аттенюатор может быть установлен на гоночный автомобиль только после того как был проведен краш-тест. Во время этого динамического теста, аттенюатор и передняя часть шасси автомобиля должны быть прикреплены к платформе. Общий вес установки должен составлять 300 кг. Скорость удара о жесткий барьер должна быть равна 7 м/с. В ходе испытания средняя перегрузка не должна превышать 20g, а максимальная – 40g. При этом деформация защитной пластины не должны превышать 25 мм.

1 Обзор attenuаторов гоночных болидов

Исследованию конструкции attenuаторов для гоночного болида посвящено множество работ [1, 4-7, 11-16, 20-23].

Так авторы работы [5] выбрали для attenuатора укороченную пирамидальную форму. Этот выбор был продиктован двумя основными причинами. Во-первых, из-за общей формы всех гоночных прототипов. Во-вторых – увеличение площади поперечного сечения предотвращает потерю устойчивости по Эйлеру в процессе деформации, то есть появляется возможность для контролируемого поглощения энергии удара.

В качестве боковых пластин при проектировании attenuатора были использованы алюминиевые сэндвич-панели [15, 16] с гексагональным ядром (рисунок 1).

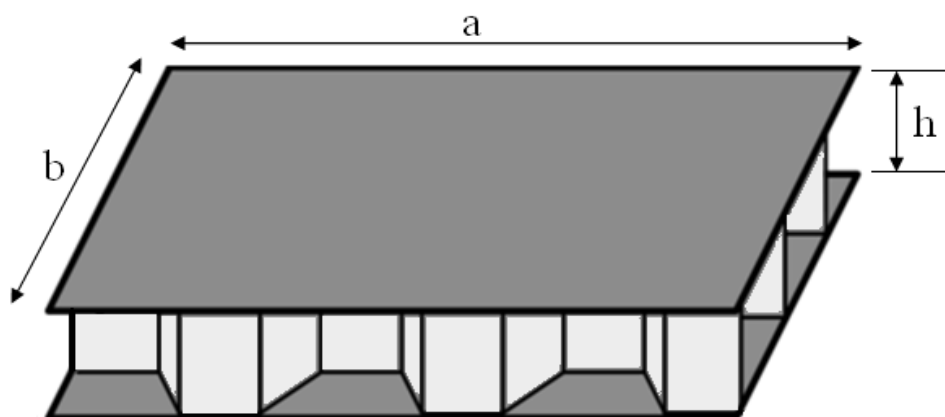


Рисунок 1 – Структура сэндвич-панели

Сэндвич-панель перераспределяет энергию на изгибе и сжатии вдоль оси ячеек более эффективно, чем обычные листы.

Несколько алюминиевых листов, скрепленных заклёпками между двумя сэндвич-панелями создают структуру, способную эффективно погасить энергию удара. Эти, так называемые, мембраны создают области с

более высокой жесткостью, и, следовательно, способствуют появлению неустойчивости и сворачиванию многослойной структуры.

Общая компоновка аттенюатора представлена на рисунке 2.

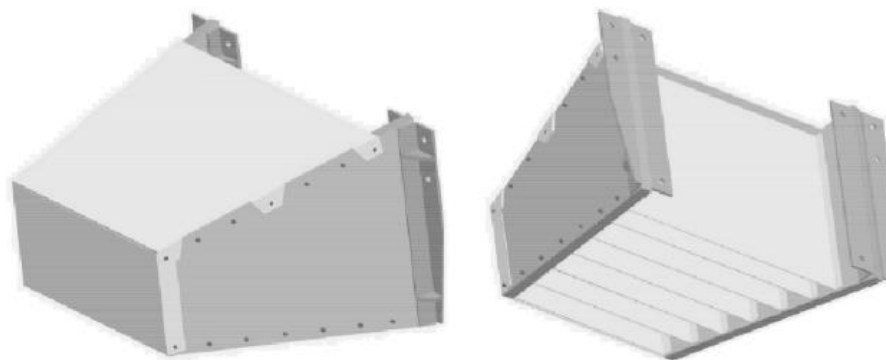


Рисунок 2 – Структура аттенюатора с сэндвич-панелями

Расчеты проводили с использованием пакета конечно-элементного моделирования ANSYS с типом решателя LS-DYNA. Характеристики материала были определены путем комбинации экспериментальных испытаний сэндвич-структур и простого численного моделирования.

Сэндвич панели были изготовлены из легированного алюминия AA5052.

Анализ сэндвич-структур необходим для того, чтобы лучше понять их поведение под нагрузкой и должным образом провести численное моделирование.

Сила сжатия алюминиевых сот со скоростью удара линейно возрастает. Это может происходить благодаря трем возможным причинам:

- сжатие и повышение температуры из-за наличия воздуха в клетках;
- появляются эффекты, обусловленные инерцией при сжатии;
- скоростью деформации алюминия.

Расчетная модель состоит из аттенюатора, ударной массы и стены-барьера. При сборке аттенюатора особое внимание уделяется сохранности

сэндвич-панелей. Верхние листы должны быть расположены ортогонально к внутренним листам. Заклепки в конечно-элементной модели не учитываются, так как их учет приведет к значительному увеличению времени расчета. Для сокращения времени вычисления при моделировании участвовала только четверть всей конструкции (рисунок 3), с наложением соответствующих ограничений.

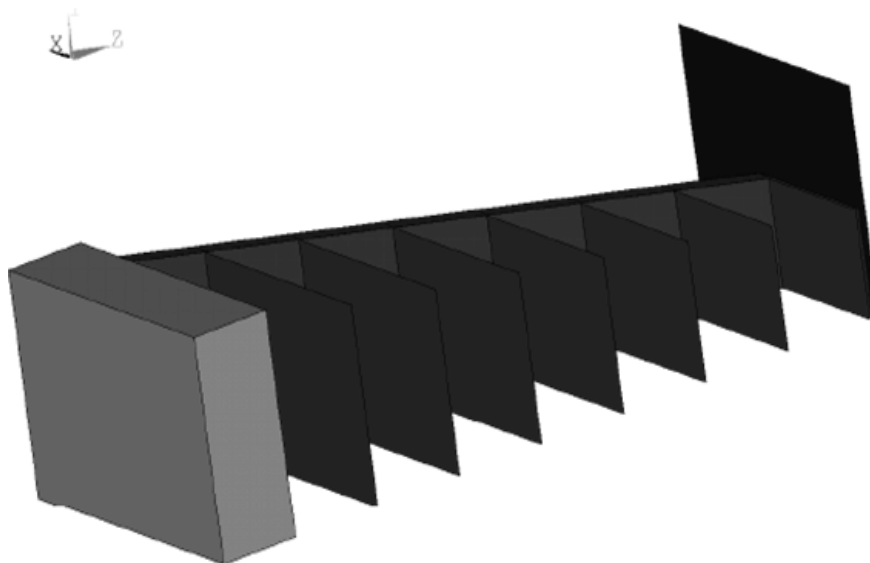


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель для динамического анализа

Жесткость и безотказность болтового соединения во время воздействия моделировалась по умолчанию. Поэтому, на основании аттенюатора, наложены ограничения таким образом, что узлы сэндвич-панели в основе могут перемещаться только совместно с защитной пластиной. Защитная пластина по периметру ограничена по всем степеням свободы. Смещение ударной массы вдоль требуемого направления разрешено только с постоянной начальной скоростью воздействия 7 м/с.

При моделировании число промежуточных листов варьировали от 4 до 7 штук для различной длины аттенюатора 300 мм, 350 мм и 400 мм соответственно. Аттенюаторы с длиной 300 мм, с 4 и 5 промежуточными листами показали высокие показатели гашения энергии удара. Та же самая

тенденция наблюдается и для аттенюаторов длиной 350 мм и 400 мм с 4 промежуточными листами.

При увеличении количества промежуточных алюминиевых листов наблюдается увеличение показателя поглощенной энергии. Аттенюатор длиной 300 мм с 6 промежуточными листами расценен как оптимальная конфигурация с точки зрения как необходимой усредненной перегрузки, так и других показателей эффективности удара. Эта конфигурация имеет наименьший объем и весит приблизительно 3 кг. Окончательная геометрия аттенюатора представлена на рисунке 4. Расстояние между внутренними листами здесь составляет 42 мм.

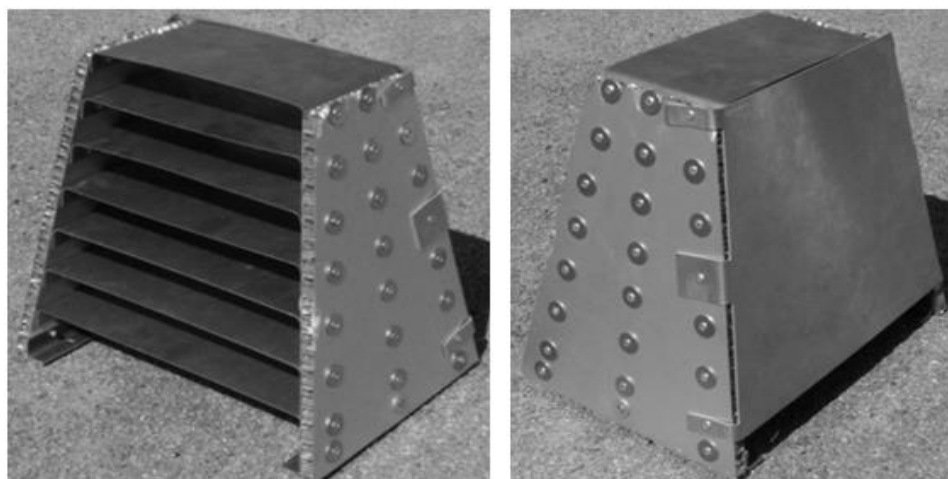


Рисунок 4 – Конструкция аттенюатора с 6 промежуточными листами

Последовательность деформации аттенюатора на различных стадиях конечно-элементного моделирования под воздействием ударной нагрузки представлена на рисунке 5.

Как и ожидалось, разрушение стенок и контакт между внутренними листами в процессе деформирования оказало ощутимое влияние на конечный результат.

В заключении был проведен эксперимент на стенде, учитывающим все необходимые ограничения регламента проекта Formula Student.

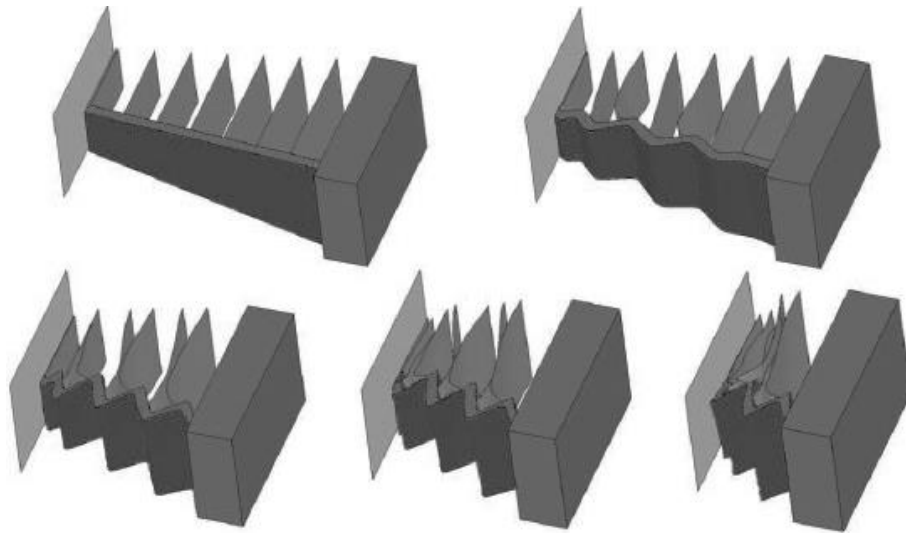


Рисунок 5 – Стадии деформации

На рисунке 6 показан аттенюатор после проведения краш-теста в соответствии с правилами Formula SAE.

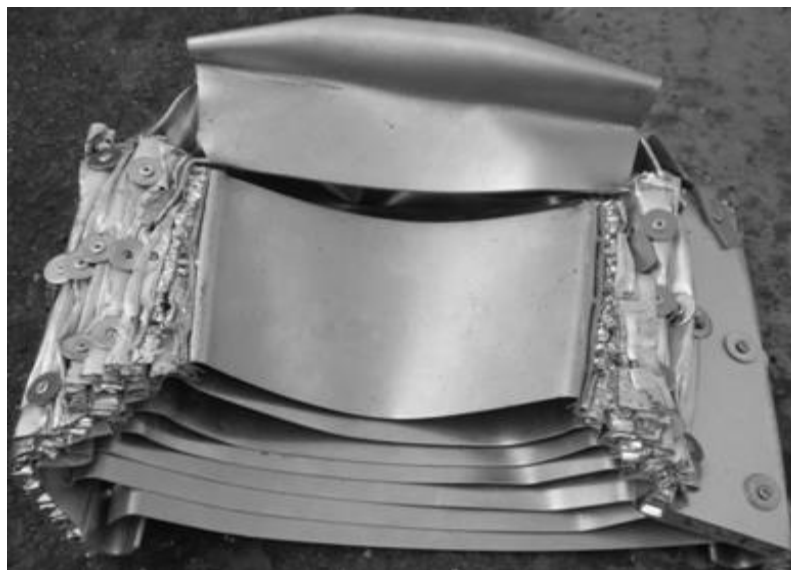


Рисунок 6 – Аттенюатор после проведения испытаний

Максимальная сила и поглощенная энергия при конечно-элементном анализе хорошо коррелируют с экспериментальными данными. Погрешность составила примерно 17 %.

Но с нашей точки зрения при данном численном моделировании было произведено недопустимое упрощение конструкции аттенюатора – использование его четверти. Ведь деформация аттенюатора не будет проходить симметрично относительно оси болида. Кроме того данная конструкция имеет довольно значительную массу.

Не так давно возросла популярность использования пластика, армированного углеродным волокном, в многочисленных передовых и высокопроизводительных методах благодаря его высокой ударпрочности, в сравнении с металлами и другими композитными материалами [4].

Авторы работы [7] изготовление ударного аттенюатора проводили с помощью ручного наслоения предварительно пропитанных композиционных слоев и автоклавирования при 135°C и 7 бар приложенного давления. В частности, композитный материал – это полотняное переплетение препрегов из углеродного волокна и эпоксидной смолы [12].

Проектирование изделий из слоистых твердых композитов начинается с анализа определения уровня наслаивания, на основе того же метода, который используется для тонких структур, а затем переходит к созданию твердых композитов путем экструзии.

Композитный аттенюатор был смоделирован с использованием воспроизведения только средней поверхности структуры с элементами оболочки и реализации общей геометрии с использованием твердотельных элементов оболочки.

Композиты моделируются как ортотропный линейный упругий материал.

Для того, чтобы сократить время расчета каждый слой не создавался отдельно в твердотельной модели со связующими элементами между ними. Была создана модель с двумя и тремя отдельными слоями твердотельного элемента для каждой зоны, соответственно охватывающих разное количество слоев (рисунок 7).

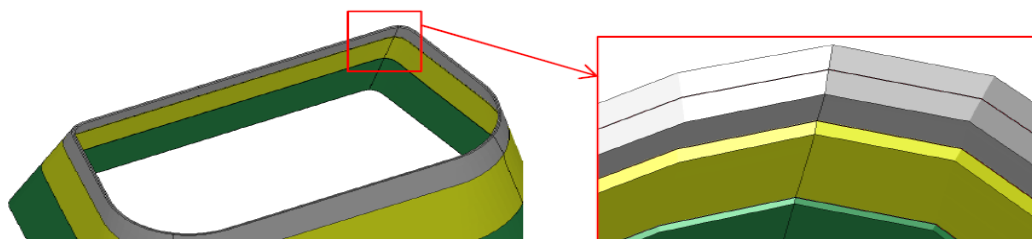


Рисунок 7 – Слои твердотельного элемента

Для проверки адекватности построенной модели были проведены динамические тесты на экспериментальной установке. Во время тестирования было замечено, что процесс изготовления композитного аттенюатора имеет значительное влияние на структурную ударопрочность.

Процесс расслоения, который не учитывает запланированное перекрытие препрегов зон, удаленных от закругленных краев, может привести к катастрофическому поведению аттенюатора (рисунок 8) с очень низким объемом поглощения энергии по отношению к тому, который можно получить из такой же геометрической формы, изменив только процесс сборки (рисунок 9).

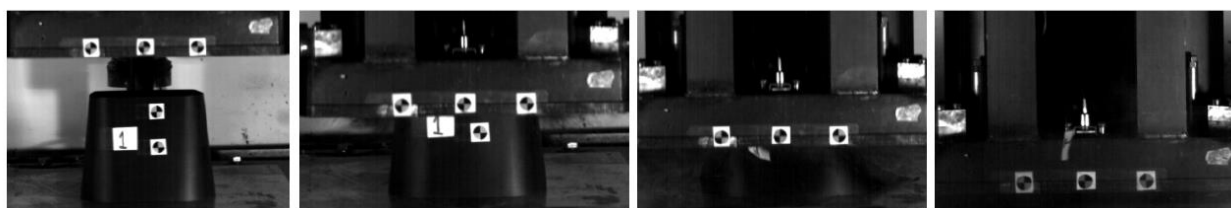


Рисунок 8 – Моделирование удара без учета перекрытия зон препрегов

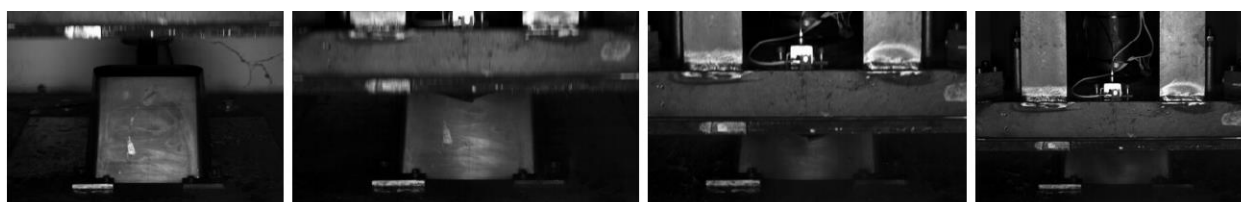


Рисунок 9 – Моделирование удара с учетом перекрытия зон препрегов

Сравнение численных данных процесса моделирования и экспериментальных данных показывают хорошую совместимость, даже несмотря на сложность и неоднородность используемого композитного материала.

Такое соответствие проявляется также и в окончательной форме деформации. Так по рисунку 10 видно, что с помощью твердотельного моделирования можно воспроизвести резкий разрыв слоистого материала в определенной зоне воздействия на аттенюатор.

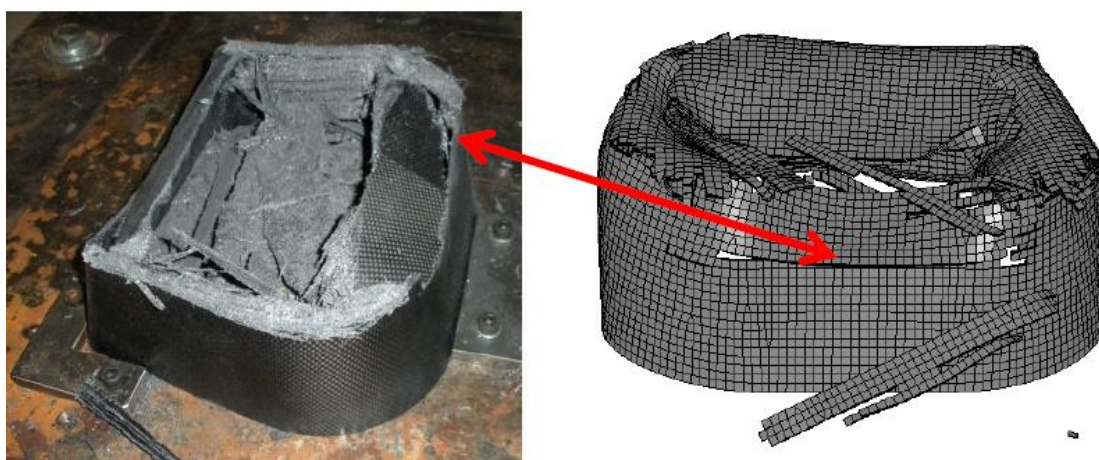


Рисунок 10 – Сравнение экспериментальных данных с расчетными

Кинетическая энергия во время удара поглощается композитной структурой посредством постепенного хрупкого разрушения.

К сожалению, у нас отсутствует возможность проведения подобных видов моделирования из-за необходимой большой мощности средств вычисления.

Команда технологического университета короля Монкгута Тхонбури выбрала в качестве материала аттенюатора алюминиевый сотовый материал. Его структурные деформации и характеристики поглощения энергии были определены экспериментально [13]. Образцы сотового материала различных размеров тестируются на универсальной испытательной машине. На

рисунке 11 показано, что испытательная машина запрограммирована так, чтобы раздавить образец со скоростью 7 м/с до плоского состояния.



Рисунок 11 – Испытания сотового материала

Нагрузки регистрируются и обрабатываются в графики зависимостей напряжений от деформации. Полученные площади под этими кривыми вычисляются и используются для определения величины поглощения энергии на единицу объема сотового материала.

На рисунке 12 представлен общий вид гоночного болида с установленным аттенюатором.

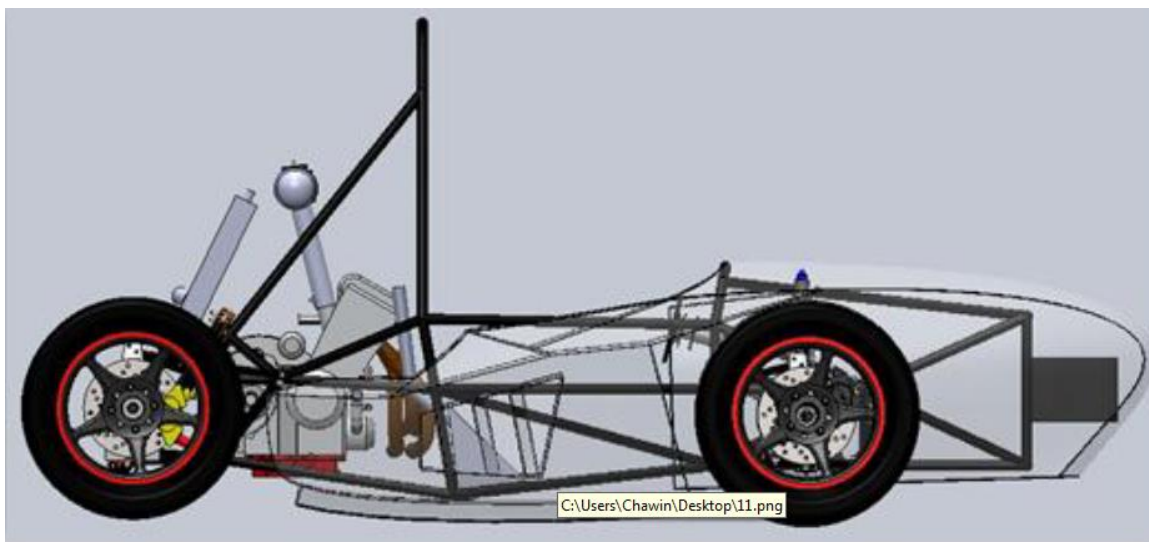


Рисунок 12 – Общий вид болида Formula Student

Проведенные исследования позволили определить оптимальный размер attenuатора для автомобиля проекта Formula Student. Было установлено, что алюминиевый сотовый attenuатор с семью слоями толщиной 50 мм и площадью поперечного сечения 335×350 мм обеспечит необходимую безопасность для водителя при столкновении на скорости 60 км/час.

Так как данные исследования проводились только экспериментально, то в связи с отсутствием у нас подобного оборудования мы не можем подтвердить или опровергнуть результаты.

Авторы [7] исследовали динамическое поведение тонкостенного attenuатора для гоночного автомобиля, сделанного из алюминиевого сэндвича.

С целью экономия временных и трудовых затрат было проведено динамическое моделирование различных конструкций attenuатора посредством решателя LS-DYNA.

Так на рисунке 13 представлена конечно-элементная модель одной из конструкций attenuатора. Полная система моделировалась с правильной комбинацией attenuатора и ударной массы, которые воздействуют на барьер.

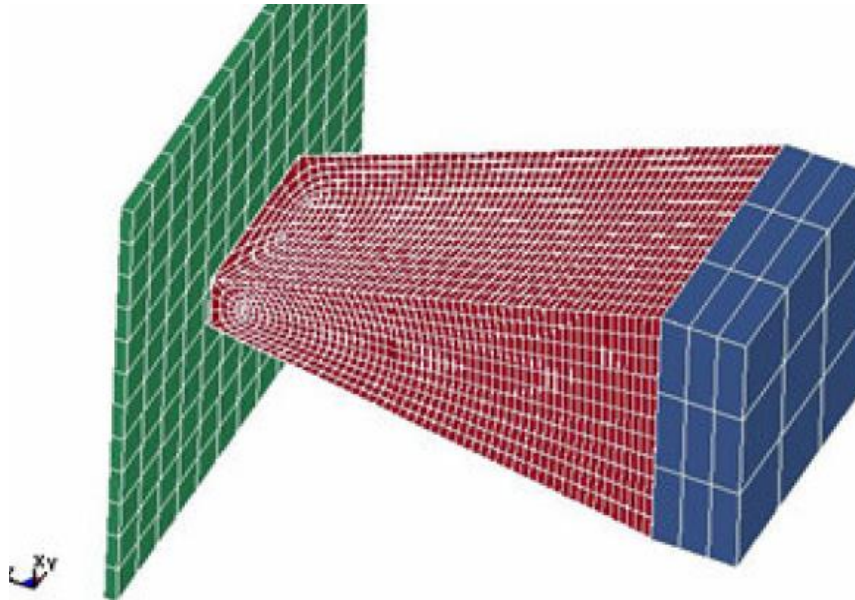


Рисунок 13 – Численная модель аттенюатора

Результаты моделирования в модуле LS-DYNA показали хорошее совпадение с экспериментальными данными (рисунок 14), зарегистрированными во время предварительных краш-тестов.

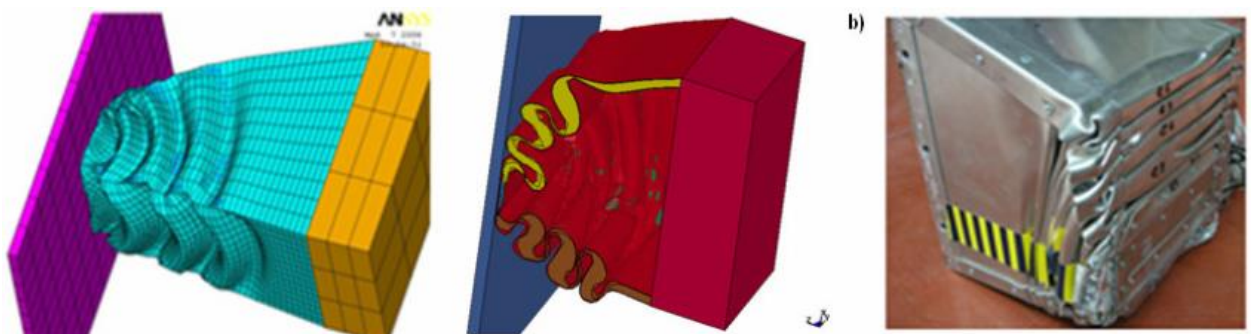


Рисунок 14 – Сравнение данных моделирования с экспериментальными

Так как авторы не указали вес получившейся конструкции, то у нас нет всех инструментов для оценки данного исследования. Но визуально вес должен получиться достаточно большим.

Студенты университета штата Южная Дакота [1] сделали аттенюатор из алюминиевых сот Plascore PCGA-XR1-5.2-1/4-P-3003.

Результаты экспериментальных исследований фиксировали на высокоскоростную камеру Olympus i-SPEED 3. В результате испытаний 2 аттенюаторов была подобрана конструкция, которая в итоге смогла выполнить все требования согласно регламенту. Так на рисунке 15 представлена данная конструкция до испытания и после.

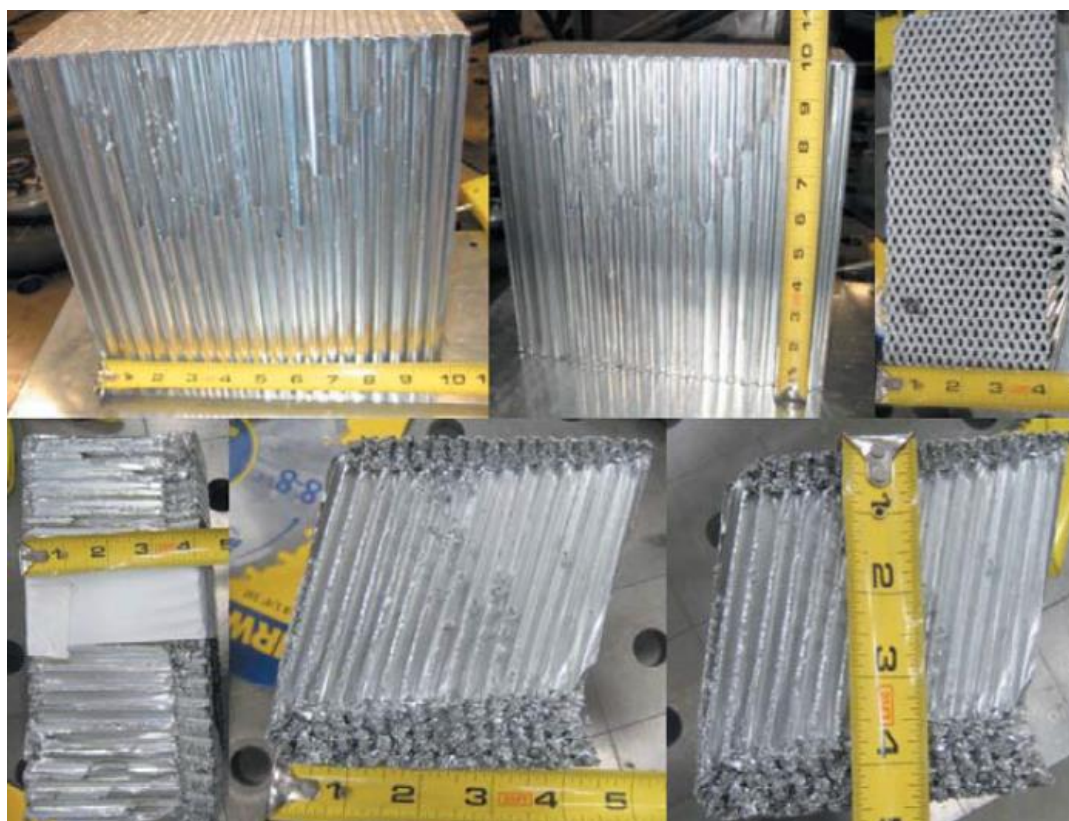


Рисунок 15 – Аттенюатор из алюминиевых сот

Не совсем понятно, каким образом были обработаны данные с высокоскоростной камеры. И опять же отсутствуют данные численного моделирования, а, учитывая количество проведенных испытаний, то полученное значение может быть случайным.

Автор работы [29] как раз провел численное моделирование аттенюатора похожей формы как на рисунке 15.

Так на рисунке 16 представлена геометрическая модель аттенюатора совместно с защитной пластиной.

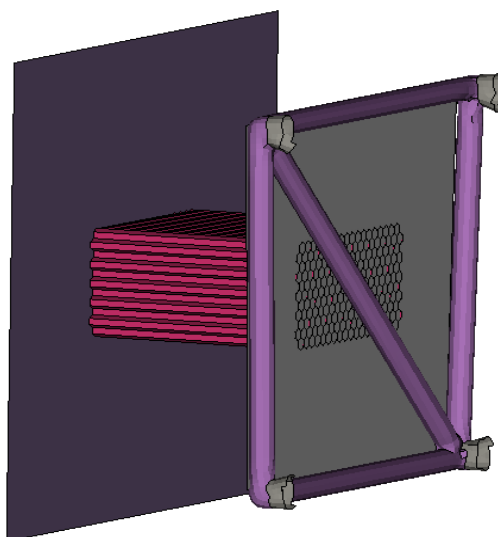


Рисунок 16 – Атенюатор сотовой конструкции

Алюминиевый профиль из которого была изготовлена сотовая конструкция аттенюатора имел толщину 0,5 мм.

На рисунке 17 представлена картина деформации защитной пластины.

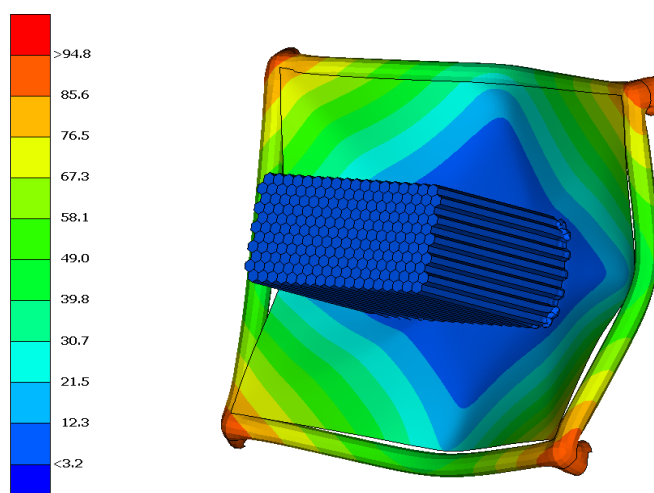


Рисунок 17 – Деформация сборной конструкции аттенюатора

Как видно, и автор это указывает сам, что такая конструкция не соответствует требованиям регламента, по которым деформация защитной пластины не должна превышать 25 мм.

В итоге автор [29] приходит к выводу, что сотовая конструкция не лучший вариант для аттенюатора и простая конструкция из алюминиевых листов справится с задачей лучше.

На рисунке 18 представлена конструкция аттенюатора из алюминиевого профиля.

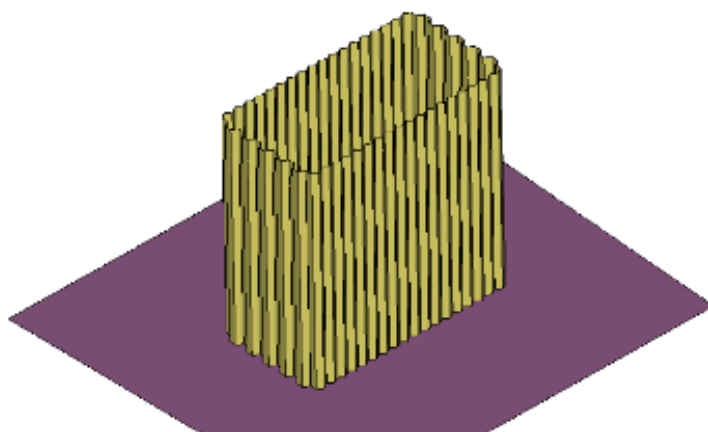


Рисунок 18 – Конструкция аттенюатора из профиля

Как видно по рисунку 19, в этот раз конструкция потеряла устойчивость, что привело к ее деформации.

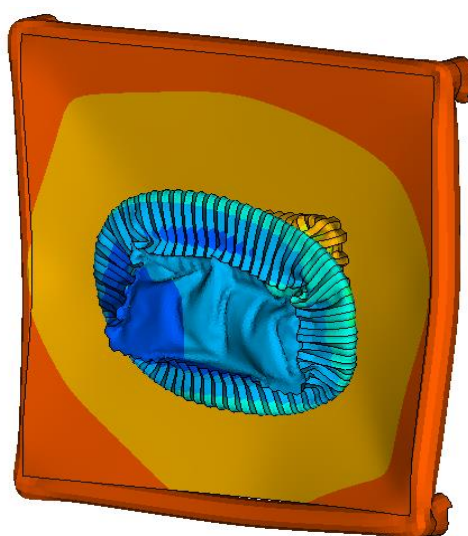


Рисунок 19 – Деформация конструкции с внесенными изменениями

Данный вариант конструкции позволил получить удовлетворительные результаты, полностью соответствующие требованиям регламента.

Так на рисунках 20-21 представлена деформация конструкции на начальном этапе и в конце.

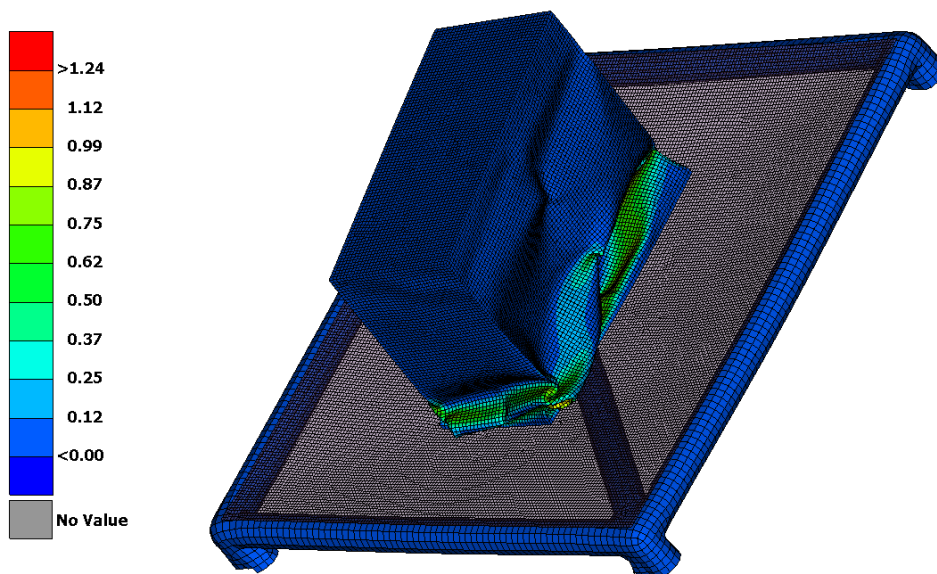


Рисунок 20 – Деформация на начальном этапе

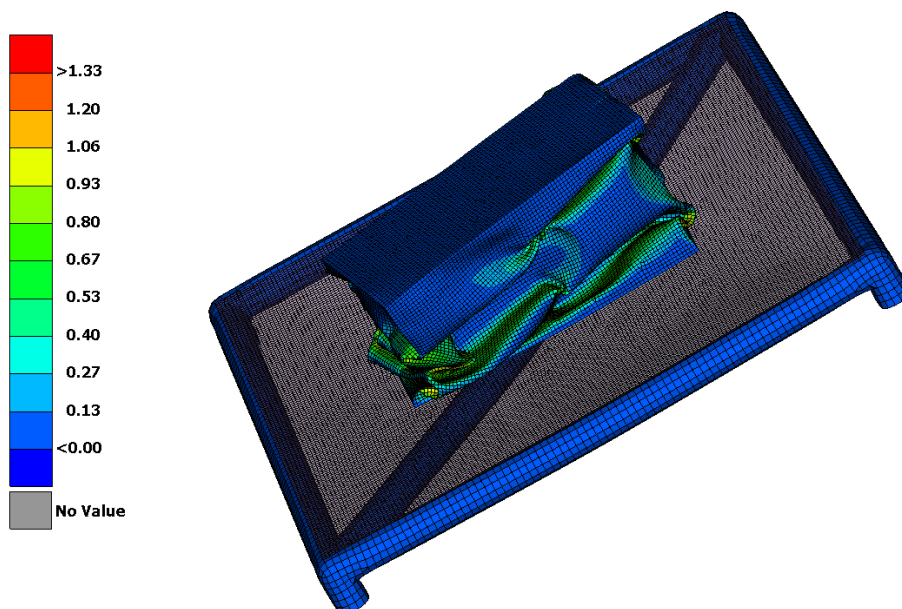


Рисунок 21 – Деформация в конце времени моделирования

Зная, как деформируется конструкция с течением времени удара, появляется возможность ее оптимизации.

Недостатком данного исследования является усиленная конструкция передней балки диагональной трубой, чего нет в новых моделях болидов Formula Student, проектируемых в ТГУ. То есть данные результаты, скорее всего, не будут соответствовать требованиям регламента на текущем этапе.

Автор работы [23] предложила в качестве материала аттенюатора использовать вспененный алюминий.

Математическое моделирование было проведено с использованием программного пакета Ansys.

На рисунке 22 представлена сетка конечных элементов на объемной модели аттенюатора, а на рисунке 23 уже полноценная конечно-элементная модель, включающая элемент, моделирующий стену, аттенюатор и защитные элементы.

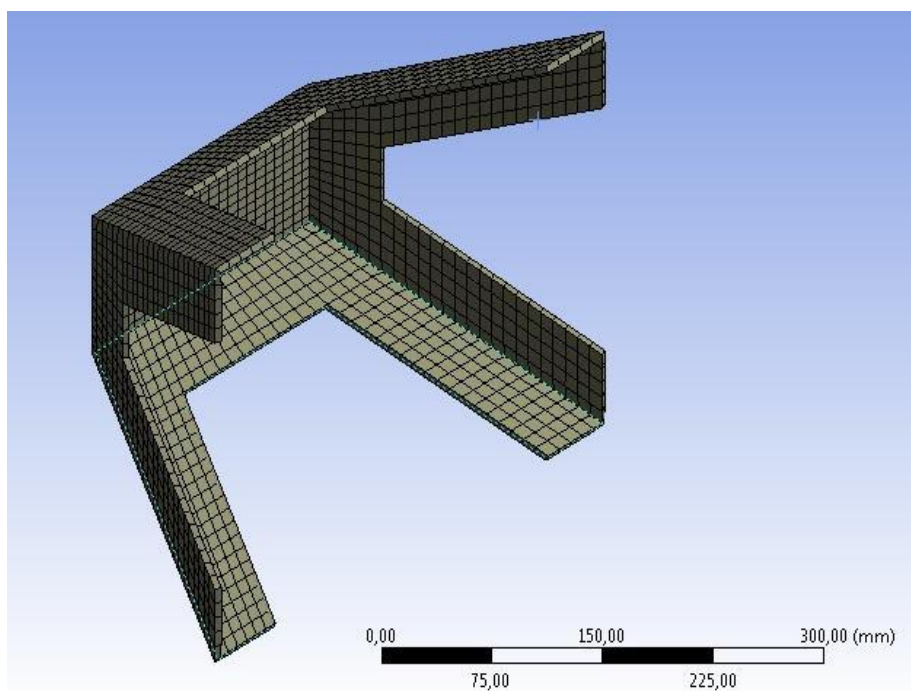


Рисунок 22 – Модель аттенюатора

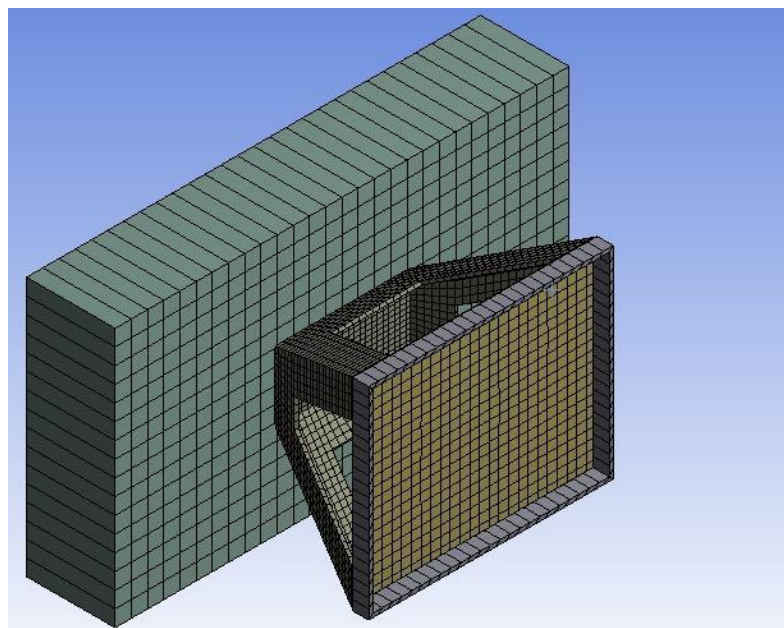


Рисунок 23 – Конечно-элементная модель

В результате проведенных исследований геометрия первоначальной модели была изменена для того, чтобы конструкцию полностью отвечала требованиям регламента проекта Formula Student.

Так на рисунках 24-25 представлено поэтапное поведение аттенюатора в процессе деформирования конструкции.

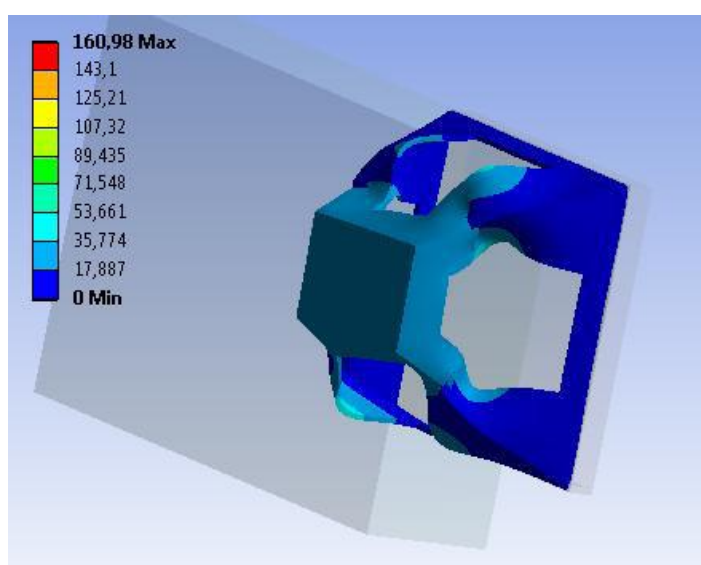


Рисунок 24 – Деформация аттенюатора на начальном этапе

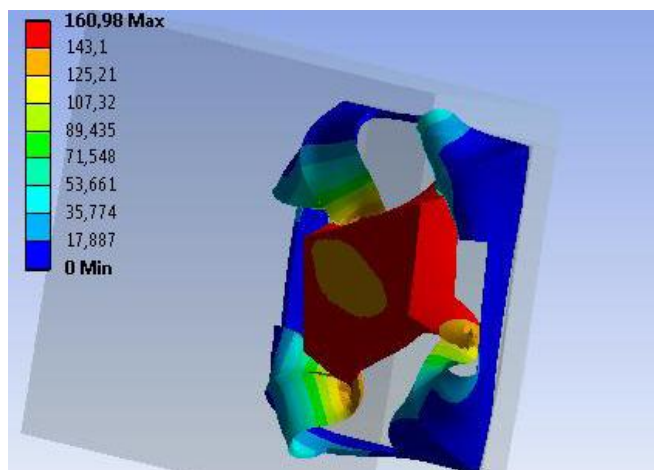


Рисунок 25 – Деформация аттенюатора на окончательном этапе

Такая деформация позволила полностью погасить энергию удара при выдерживании всех требований по перегрузке. Так на рисунке 26 представлена деформация защитной пластины аттенюатора, которая не должна превышать 25 мм.

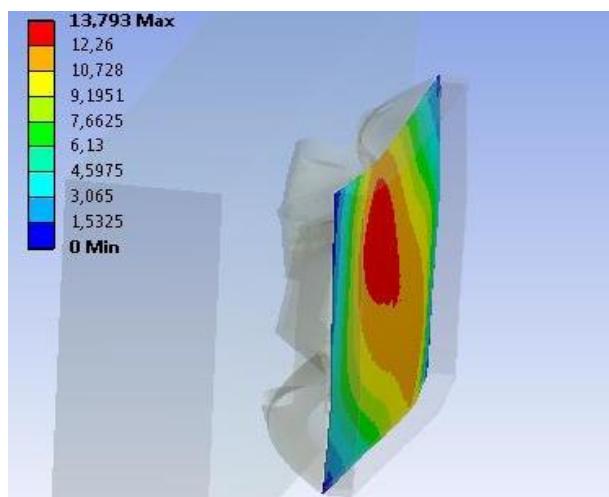


Рисунок 26 – Деформация защитной пластины

Недостатком данной конструкции является используемый материал – пеноалюминий. Несмотря на небольшой вес и хорошие физико-механические свойства, изготовить подобную конструкцию будет достаточно

проблематично. Не случайно здесь не было проведено экспериментальных исследований.

В 2019 году в ТГУ автор работы [20] предложил изготовить аттенюатор из обычных алюминиевых листов, но для того чтобы снизить максимальную перегрузку при ударе выполнить элемент с обратной пирамидой (рисунок 27).

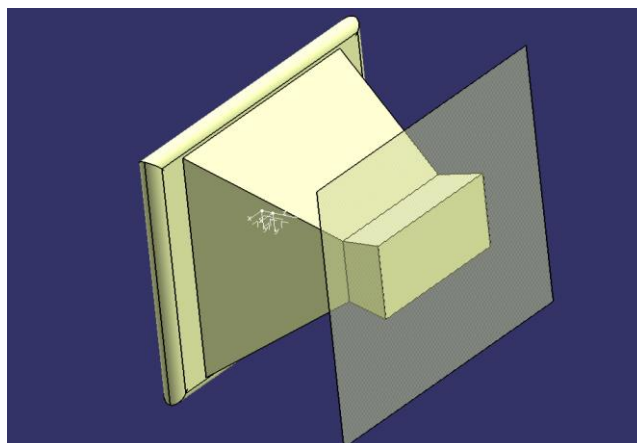


Рисунок 27 – Аттенюатор в сборе

На рисунке 28 представлена конечно-элементная модель аттенюатора, а на рисунках 29-30 этапы его деформации.

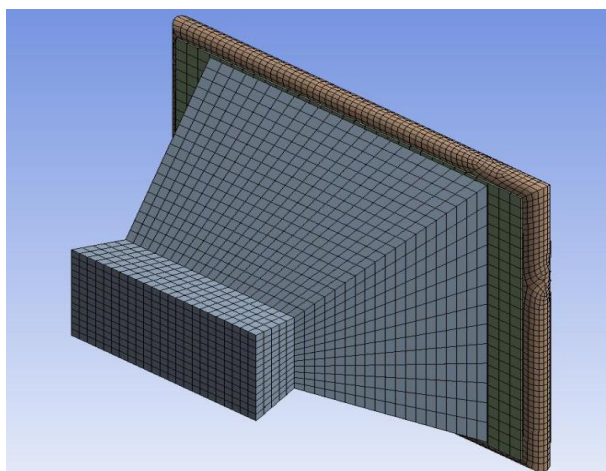


Рисунок 28 – Конечно-элементная модель

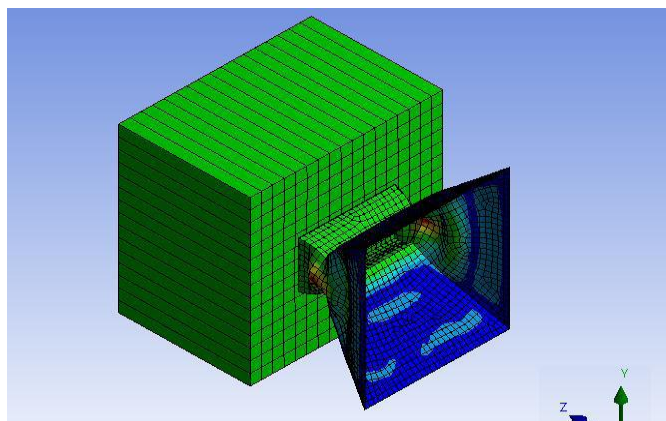


Рисунок 29 – Начальный этап деформации

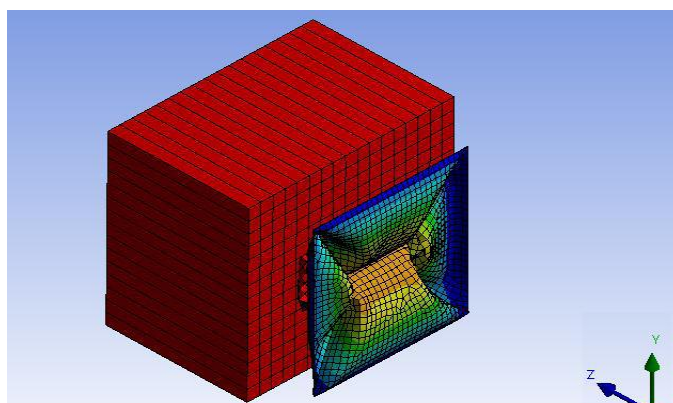


Рисунок 30 – Заключительный этап деформации

На рисунке 31 представлена картина деформации защитной пластины.

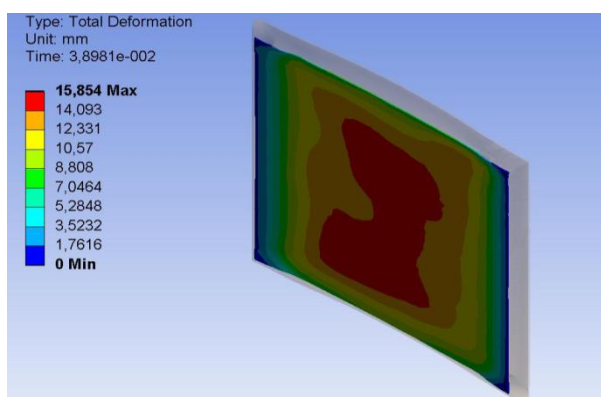


Рисунок 31 – Деформация защитной пластины

Предложенная конструкция аттенюатора удовлетворяет всем требованиям регламента, но с точки зрения изготовления представляет определенные трудности. Между тем решение, предложенное в этой работе, позволяет построить аттенюатор практически в любой мастерской.

Выводы по разделу: рассмотрены варианты конструкций аттенюаторов для гоночного болида класса «Formula Student». Разобраны методы применяемых исследований на соответствие регламенту проекта.

В основном расчеты проводили с использованием различных пакетов конечно-элементного моделирования, таких как Ansys с типом решателя LS-Dyna. В некоторых работах исследования проводили путем комбинации с экспериментальными испытаниями, которые доказали адекватность значений, полученных посредством конечно-элементного моделирования.

Аттенюаторы предлагается изготавливать из алюминиевых сэндвич-панелей, сотовых конструкций, композиционных материалов, но в подавляющем количестве работ в качестве материала предлагается использовать алюминиевые листы различной толщины.

2 Подготовительный этап конечно-элементного анализа

2.1 Геометрическая модель аттенюатора

Для проведения конечно-элементного анализа необходимо в первую очередь подготовить геометрическую модель изделия. Для выявления слабых мест в конструкции проводится конечно-элементный анализ, под который создается расчетная модель аттенюатора. По результатам сравнения смоделированных значений и значений, полученных опытным путем, делается вывод о надежности спроектированной конструкции. При неудовлетворительных результатах проводится углубленный анализ конструкции. На рисунке 32 представлена укрупненная блок-схема методологии проектирования.

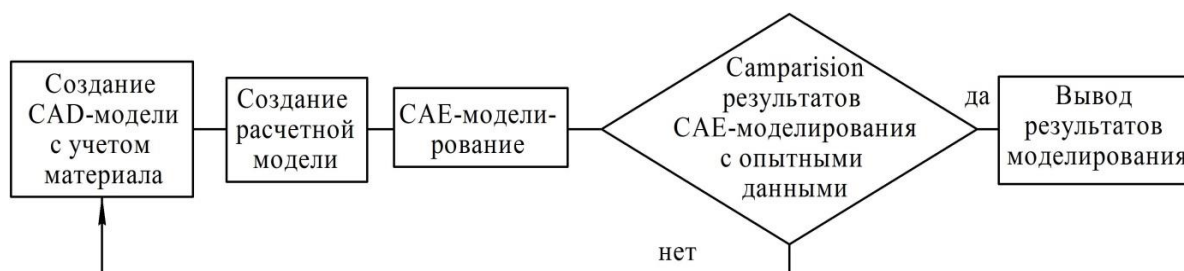


Рисунок 32 – Методология проектирования

Геометрическую модель можно выполнить в любой доступной среде автоматизированного проектирования. Наиболее известны такие системы как Catia и NX, которые позволяют выполнять весь комплекс действий. В России наиболее известной является система трехмерного проектирования Компас 3D [19, 24, 28], которая заточена больше на твердотельное моделирование, но в последнее время все больше возможностей появляется и в области поверхностного моделирования.

Геометрическая модель аттенюатора будет представлять собой набор поверхностных тел, то есть тел без толщины. Толщину будем устанавливать

уже в системе инженерного анализа. Так как форма тел наших вариантов аттенюатора будет представлять собой простые геометрические элементы, то в качестве среды проектирования было решено использовать Компас 3D [24].

Проанализировав работы [1, 4-7, 11-16, 20-23] было решено провести сравнительный анализ нескольких конструкций не рассмотренных ранее.

Первым вариантом аттенюатора построим комбинированную модель на основе круглого и прямоугольного сечений (рисунок 33).

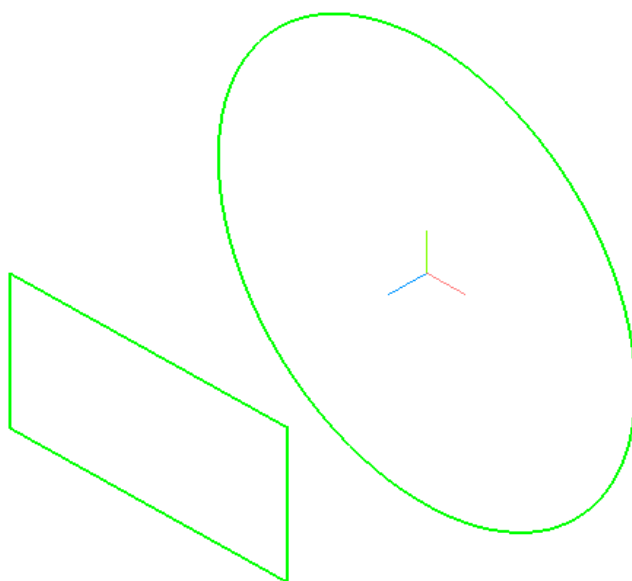


Рисунок 33 – Базовые сечения

Расстояние между этими сечениями выбираем минимально допустимое 200 мм.

Габариты прямоугольного сечения также выбираем минимально допустимые – длина 200 мм, ширина 100 мм.

Диаметр основания был подобран таким образом, чтобы во время удара ребра аттенюатора передавали усилия на переднюю балку, а не только на защитную пластину.

На рисунке 34 представлена поверхностная модель аттенюатора, которую в дальнейшем условно будем называть конусной.

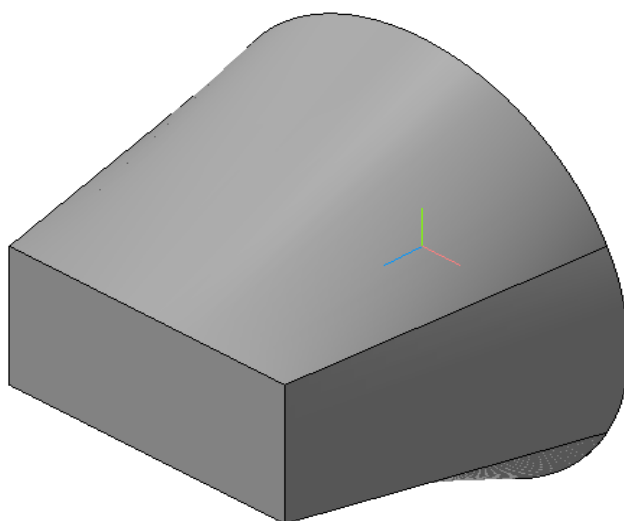


Рисунок 34 – Атенюатор комбинированной формы

В работе [20] при анализе конструктивных форм аттенюатора в расчетах не учитывали защитную пластину, что с нашей точки зрения является недопустимым фактором, так как данный элемент может выступить демпфером при расчете перегрузки.

Поэтому для нашей модели в плоскости основания аттенюатора создадим защитную пластину, также в виде поверхности (рисунок 35).

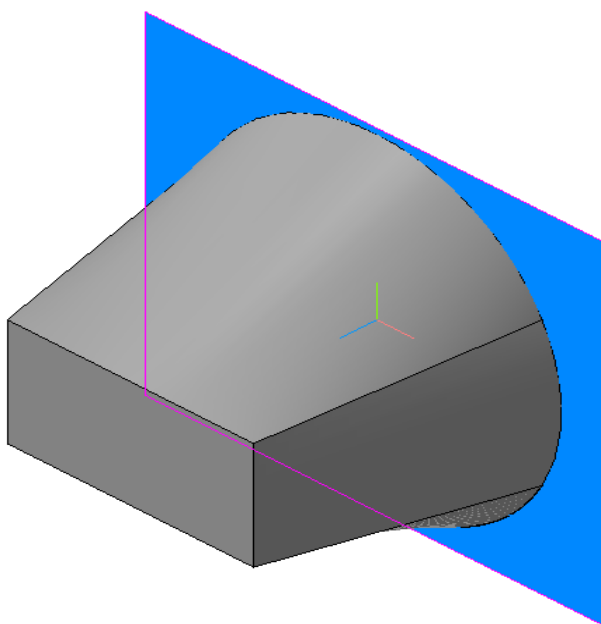


Рисунок 35 – Защитная пластина

Ну и наконец, завершающим элементом создадим поверхностное тело, которое будет моделировать препятствие, на которое со скоростью 7 км/ч налетает гоночный болид. Данное поверхностное тело создадим в плоскости прямоугольного сечения attenuатора (рисунок 36).

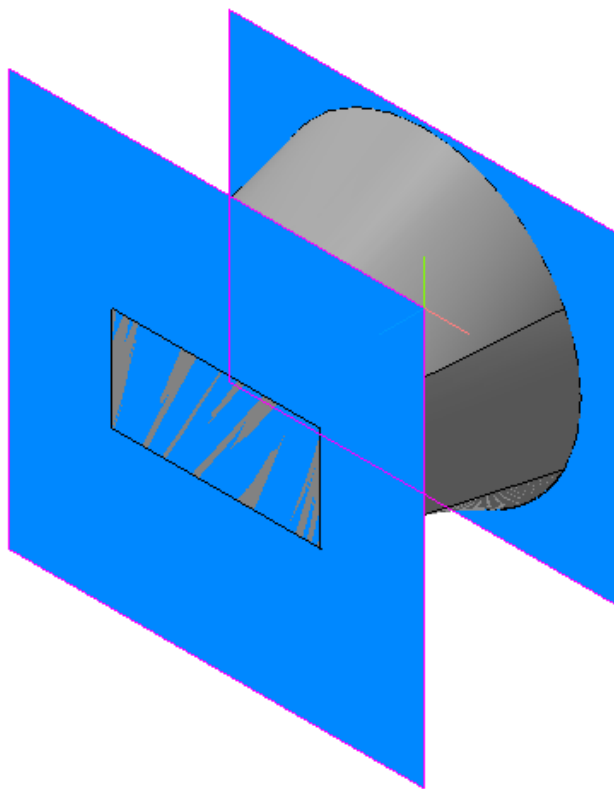


Рисунок 36 – Геометрическая модель для расчета

Размеры и форма данного элемента не имеют особо большого значения – главное габариты должны перекрывать размеры attenuатора с защитной пластиной.

По такому же принципу построены и другие геометрические модели для сравнительного анализа.

На рисунках 37-39 представлены attenuаторы в форме пирамид – пирамиды четырехгранной, пирамиды шестигранной и пирамиды восьмигранной.

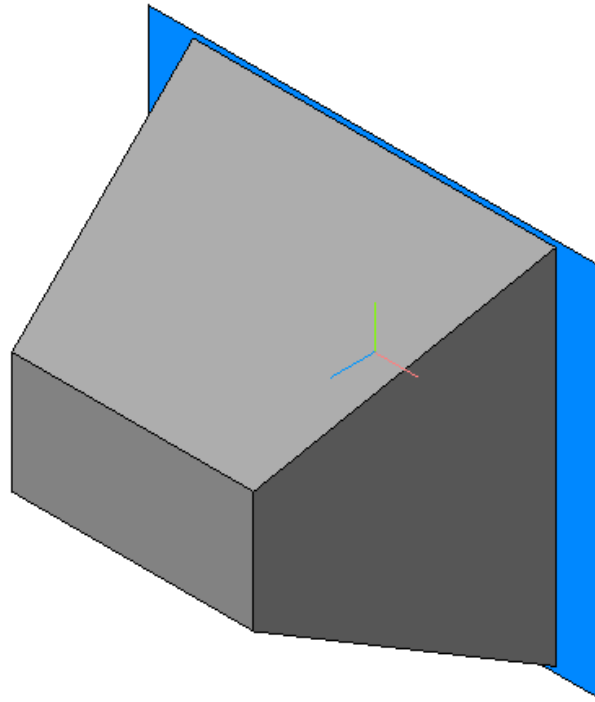


Рисунок 37 – Атенюатор в виде четырехгранной пирамиды

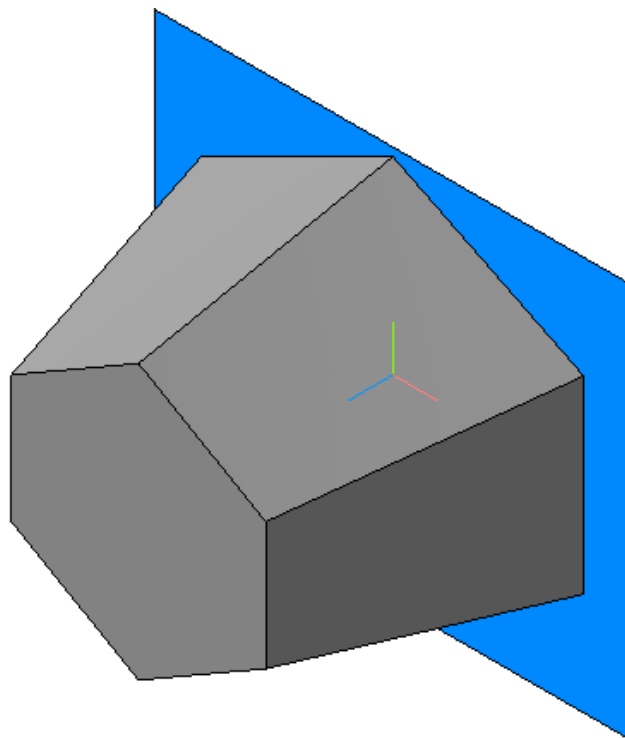


Рисунок 38 – Атенюатор в виде шестигранной пирамиды

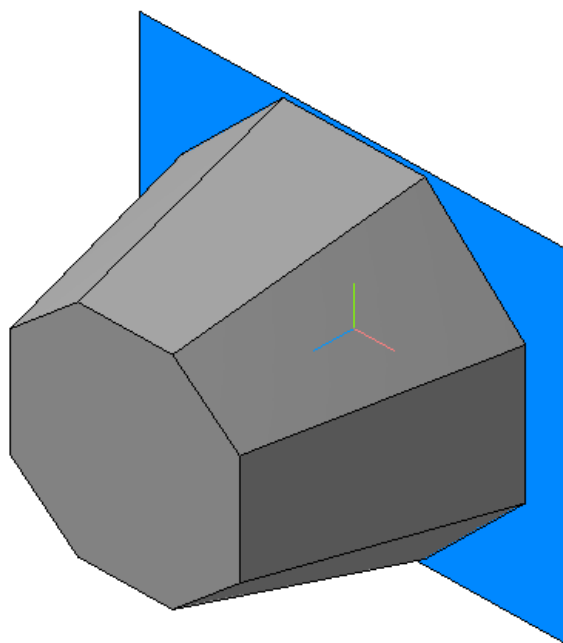


Рисунок 39 – Аттenuатор в виде восьмигранной пирамиды

На всех моделях в сечении 200 мм от защитной пластины можно вписать прямоугольник размером 200 мм на 100 мм.

2.2 Расчетная модель аттенюатора

Для проведения численных исследований соответствия конструкции аттенюатора регламенту [8] был выбран пакет конечно-элементного моделирования Ansys, работающий на платформе Workbench. А в качестве непосредственного инструмента – Explicit Dynamics, позволяющий моделировать быстропротекающие процессы и задачи явной динамики, к которым относится и разрушение аттенюатора.

Расчетная платформа Ansys Workbench позволяет в едином информационном пространстве интегрировать различные модули программного комплекса для проведения связанного многодисциплинарного анализа [2, 3, 18, 25, 26].

Ansys Explicit Dynamics является программой расчетов явной динамики, которая полностью интегрирована в унифицированную рабочую среду Workbench. Программа проводит расчеты при помощи решателей Ansys Autodyn, но в отличие от него использует тот же графический пользовательский интерфейс, что и широко распространенный решатель Ansys Mechanical [3].

Для проведения динамического анализа аттенюатор необходимо экспортировать из пакета Компас 3D в формате Parasolid, IGES или STEP. Предпочтительным является Parasolid, так как в этом случае при неточностях в геометрической модели меньше шансов на последующую доработку во встроенном редакторе Ansys. IGES или STEP стоит использовать тогда, когда необходимо экспортировать одномерные объекты.

Как уже было указано ранее, расчет будем проводить в модуле Explicit Dynamics, структурные части которого указаны на рисунке 40.

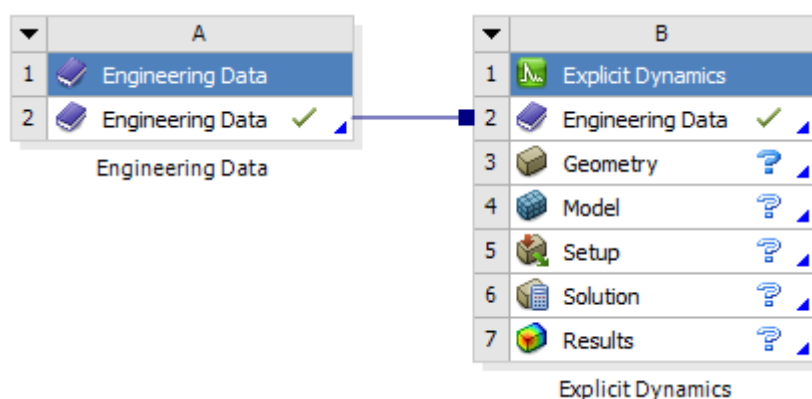


Рисунок 40 – Связанный блок «Explicit Dynamics»

На рисунке 40 представлена жесткая связь между структурным элементом «Engineering Data» и собственно самим блоком «Explicit Dynamics». Дело в том, что при создании структурного элемента как отдельной единицы, по умолчанию активно гораздо больше свойств.

Как видно, блок «Explicit Dynamics» состоит из шести структурных элементов.

Первый структурный элемент блока «Explicit Dynamics» полностью дублирует элемент «Engineering Data» на жесткой связи. Данный структурный элемент позволяет задать свойства материалов геометрической модели проекта.

Для решения поставленной задачи помимо установленного по умолчанию материала «Structural Steel» мы добавили из библиотеки «Engineering Data Sources» материал, из которого будет состоять собственно сам аттенюатор и защитная пластина – «Aluminum Alloy» [17, 27]. Результат представлен на рисунке 41.

1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Aluminum Alloy			General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	2770	kg m ⁻³	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	7,1E+10	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,33		
10	Bulk Modulus	6,9608E+10	Pa	
11	Shear Modulus	2,6692E+10	Pa	
12	S-N Curve	Tabular		
16	Tensile Yield Strength	2,8E+08	Pa	
17	Compressive Yield Strength	2,8E+08	Pa	
18	Tensile Ultimate Strength	3,1E+08	Pa	
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

Рисунок 41 – Окно «Engineering Data»

Далее необходимо создать геометрическую модель либо встроенными средствами моделирования, либо импортировать уже готовую

геометрическую модель, созданную в сторонней CAD-системе, как в нашем случае. Импортированную модель можно доработать под дальнейшие действия, либо оставить неизменной. При импорте геометрической модели важно учитывать свойства структурного элемента «Geometry». Окно данных свойств появляется на месте панели «Properties of Schematic» (рисунок 42).

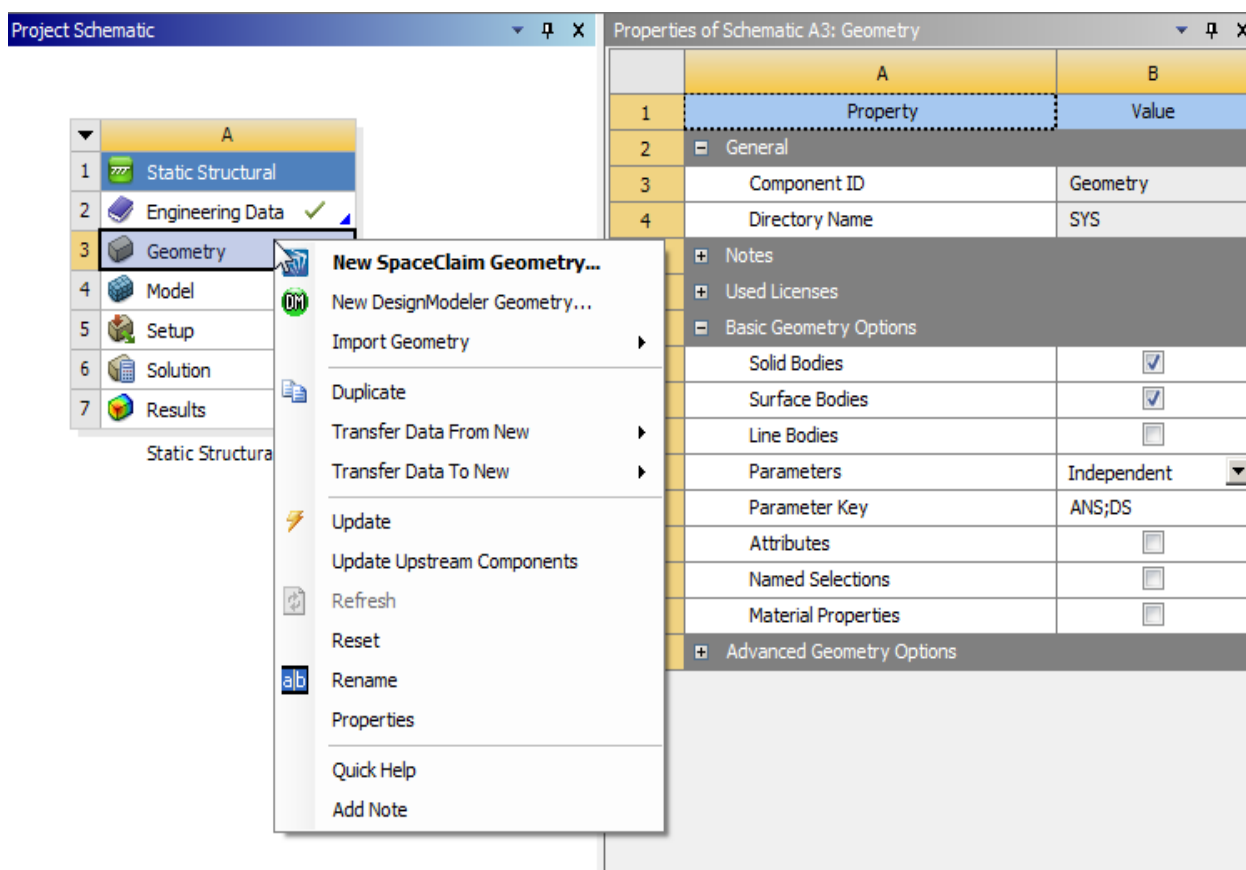


Рисунок 42 – Окно «Properties of Schematic»

Как видно, в разделе «Basic Geometry Options» можно указать размерность импортируемых объектов – 3D (Solid Bodies), 2D (Surface Bodies) либо 1D (Line Bodies), а также опции импорта параметризованных CAD-моделей.

На рисунке 43 представлена импортированная в модуль «Design Modeler» поверхностная модель аттенюатора, включающая собственно сам аттенюатор; элемент, моделирующий препятствие и защитную пластину.

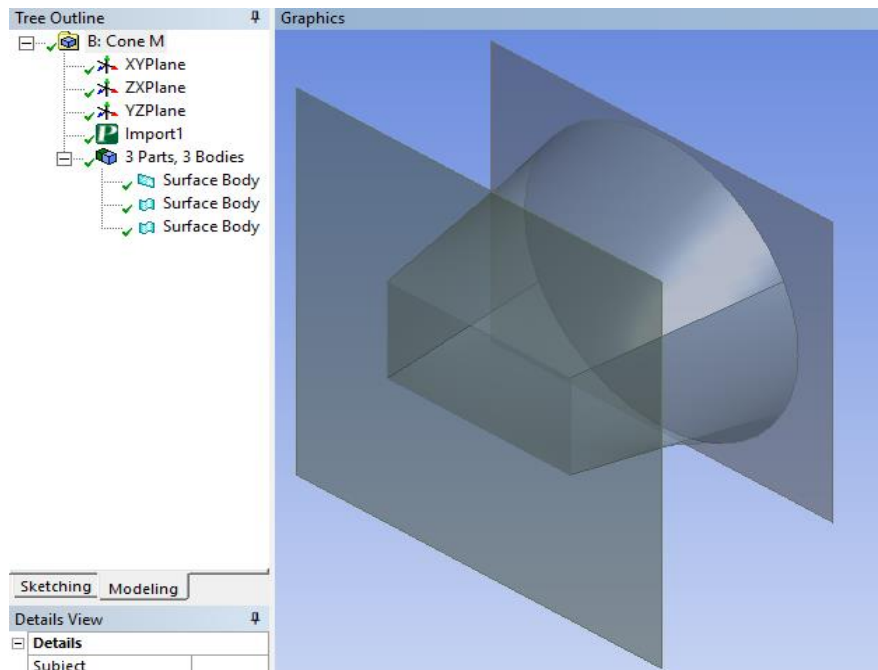


Рисунок 43 – Поверхностная модель аттенюатора в сборе

В данном модуле можно доработать геометрическую модель – упростить для увеличения скорости расчета или исправить неточности в геометрии.

Далее переходим в следующий структурный элемент блока «Explicit Dynamics» – «Model».

На рисунке 44 представлено дерево проекта, где наглядно видно какие шаги необходимо проделать до завершения моделирования.

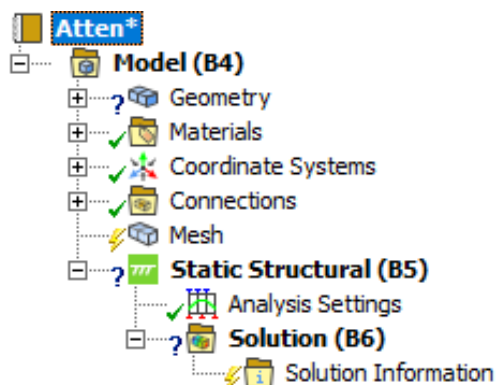


Рисунок 44 – Дерево проекта

Как видно, напротив строки Geometry, стоит знак вопроса – это означает, что внесены не все данные. Здесь нам необходимо для каждого тела проставить толщину, указать в каком направлении эта толщина будет вытягиваться, и выбрать материал элемента. Так на рисунке 45 представлено раскрытое меню для тела аттенюатора.

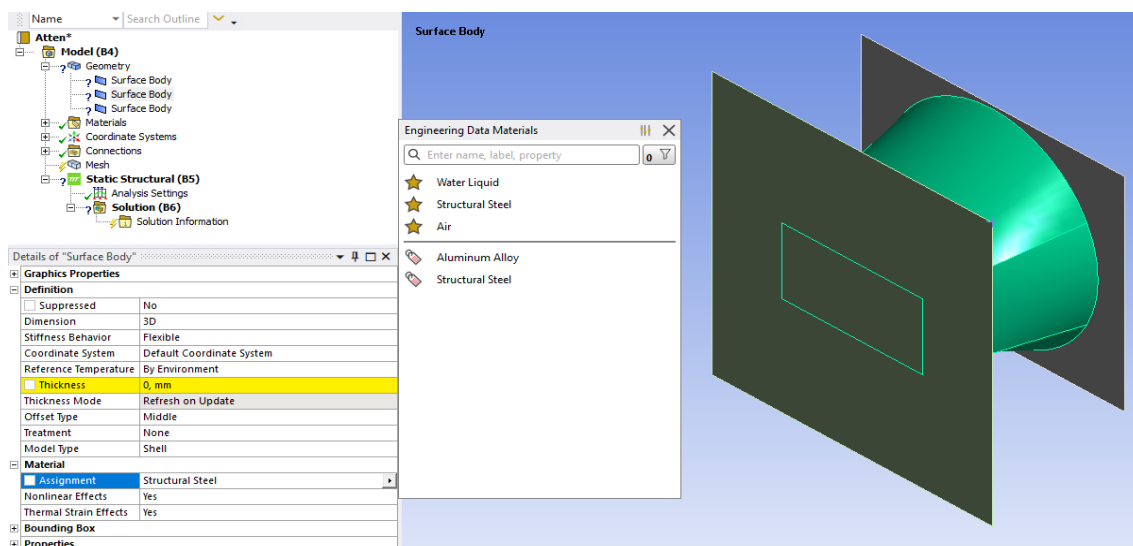


Рисунок 45 – Выбор материала аттенюатора

Как видно, по умолчанию стоит конструкционная сталь, которую необходимо заменить алюминиевым сплавом, а в строке, подсвеченной желтым цветом нужно указать толщину листов аттенюатора.

Толщину тела, моделирующего препятствие, подбираем таким образом, чтобы масса стала равна 300 кг. И так как для этого тела нам не важны деформации, то для жесткости в строке свойств «Stiffness Behavior» выставляем положение «Rigid», что также даст преимущество скорости расчета.

Далее нужно выставить все необходимые контакты.

В первую очередь, необходимо автоматически образовавшийся контакт между элементом, олицетворяющим стену и аттенюатором изменить с позиции «Bonded» на позицию «Frictionless».

Bonded – модель контакта, в котором целевая и контактная часть пары связаны «склеены» между собой и контактная область не изменяется под действием приложенной нагрузки. Скольжение между гранями или ребрами, а также их разделение (нарушение контакта) не допускается.

Frictionless – модель контакта, при котором отсутствует трение между целевой и контактной частями пары. Соответственно, если контакт нарушается, то нормальное давление на контактной части становится равным нулю. В контактную и целевую части пары могут входить только поверхности объемных тел или ребра двумерных тел, однако, в отличие от предыдущих моделей, размеры области контакта могут изменяться. Так как коэффициент трения скольжения в этом случае равен нулю, то недостаточное закрепление моделей может обусловить свободное скольжение в контакте.

А для контакта аттенюатора с защитной пластиной установим как раз контакт «Bonded», так как эти элементы будут скреплены сваркой.

На рисунке 46 представлены элементы контактных тел.

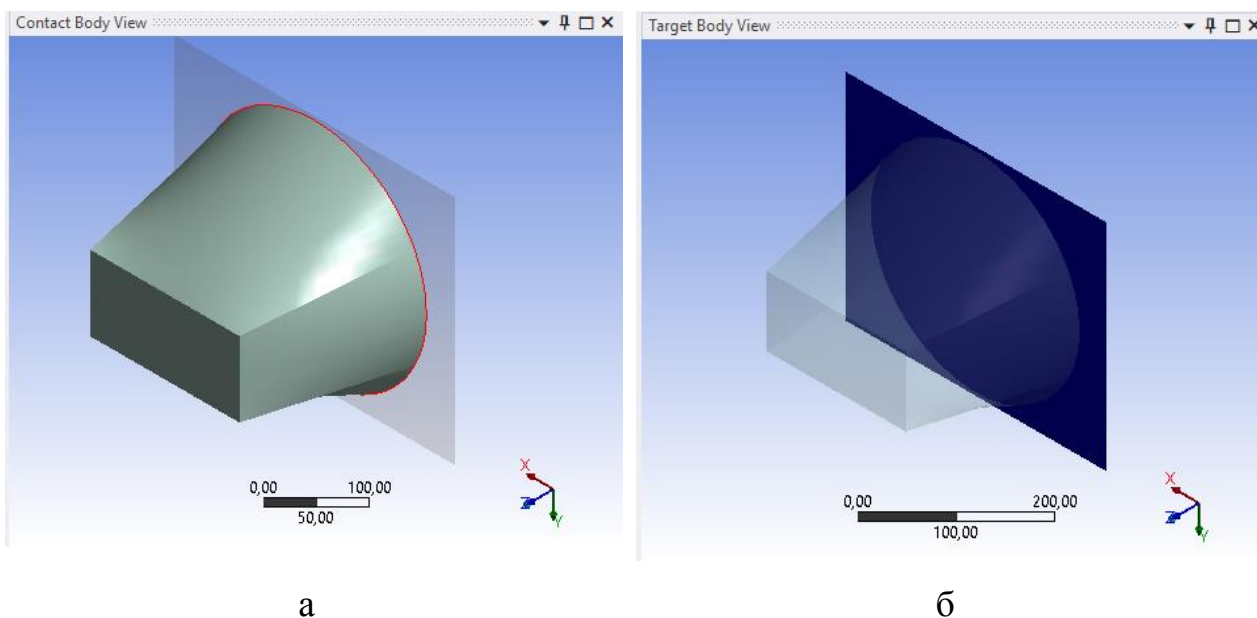


Рисунок 46 – Контакт тел: а – ребро контактного тела, б – поверхность целевого тела

Далее необходимо разбить на конечные элементы.

На рисунке 47 представлена картина, отражающая генерацию сетки конечных элементов по умолчанию.

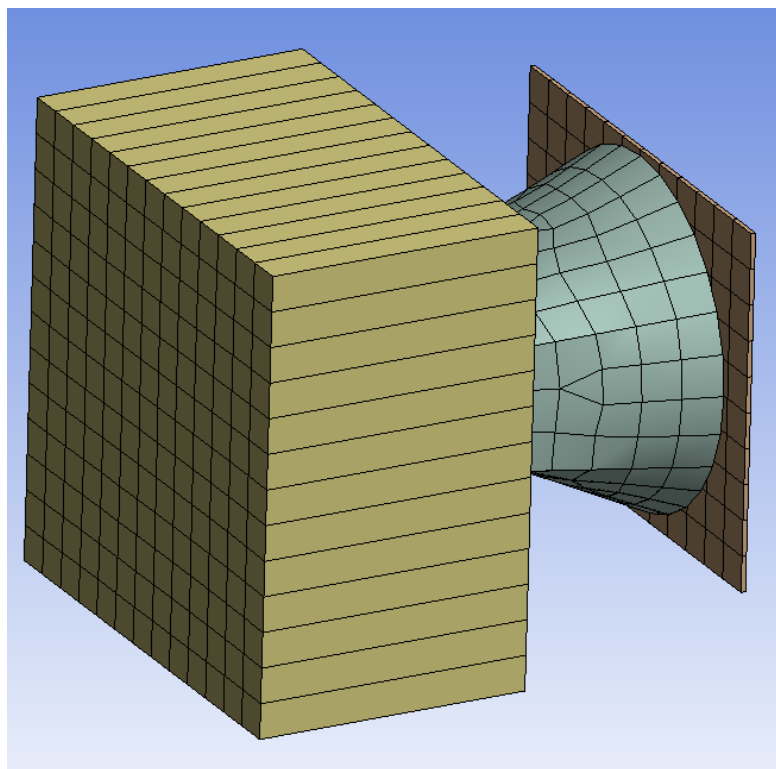


Рисунок 47 – Генерация сетки по умолчанию

Как видно, размер элементов довольно большой, что нас не устраивает. Поэтому проведем настройку.

Во-первых, укажем размер конечных элементов 10 мм для всей системы.

Во-вторых, для тела, имитирующего стену, размер зададим равный 50 мм, так как нас не интересует его деформация.

В-третьих, для лучшего качества расчета упорядочим сетку на аттенюаторе посредством команды «Face Meshing». Упорядочивание выполним по методу четырехугольников.

Полученный результат представлен на рисунке 48.

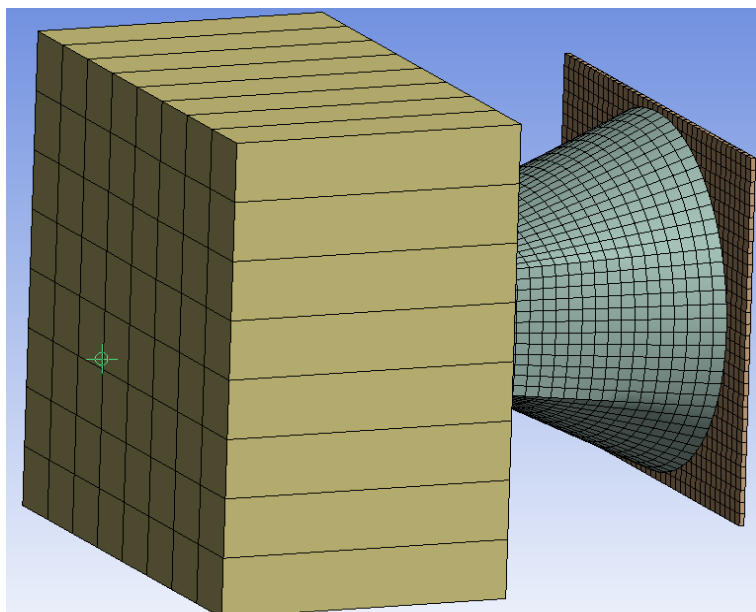


Рисунок 48 – Упорядоченная сетка

Далее необходимо указать граничные условия модели.

В первую очередь необходимо задать скорость перемещения согласно регламенту 7 м/с телу, имитирующему препятствие, и указать направление на аттенюатор с защитной пластиной (рисунок 49).

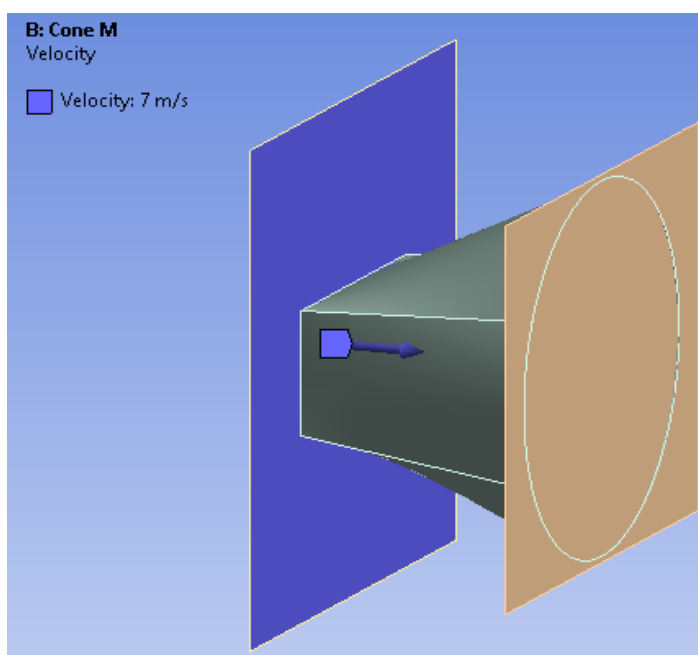


Рисунок 49 – Вектор скорости

Во вторую очередь необходимо указать время моделирования. С учетом скорости и габаритов аттенюатора выбираем 0,04 с.

В третью очередь необходимо ограничить перемещение аттенюатора. Мы сделали это посредством команды «Displacement», указав 0 мм по всем осям (рисунок 50).

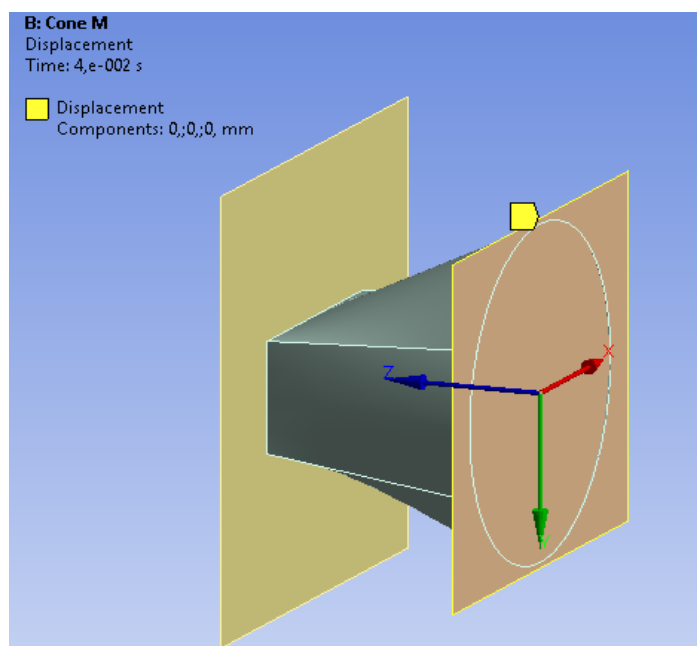


Рисунок 50 – Ограничение перемещений

Таким образом, построение расчетной модели аттенюатора можно считать завершенным.

Выводы по разделу: предложена укрупненная блок-схема методологии проектирования.

Представлены модели аттенюаторов выполненные в виде поверхностных тел в системе Компас 3D.

Рассмотрен процесс подготовки расчетной модели, выполненной в пакете анализа Ansys, работающем на платформе Workbench.

3 Сравнительный анализ моделей attenuаторов

3.1 Анализ attenuатора конусной формы

Анализ конструкции attenuатора проведем по устоявшейся методике, изложенной в работах [20, 23, 29].

В первую очередь необходимо проанализировать форму attenuатора в процессе деформирования. Данный анализ позволит выявить места, подлежащие доработке в случае, если требования регламента [8] не будут выполнены.

Так на рисунках 51-52 представлена картина деформации attenuатора конусной формы в начальной фазе и в окончательной, а на рисунке 53 – график деформации по времени.

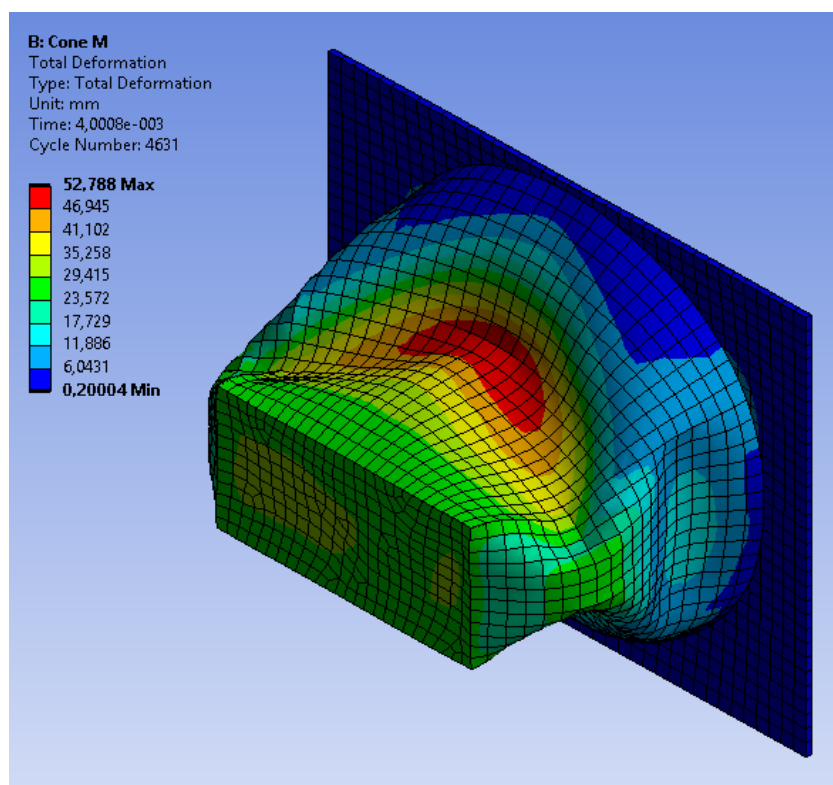


Рисунок 51 – Деформации attenuатора конусной формы на начальной стадии

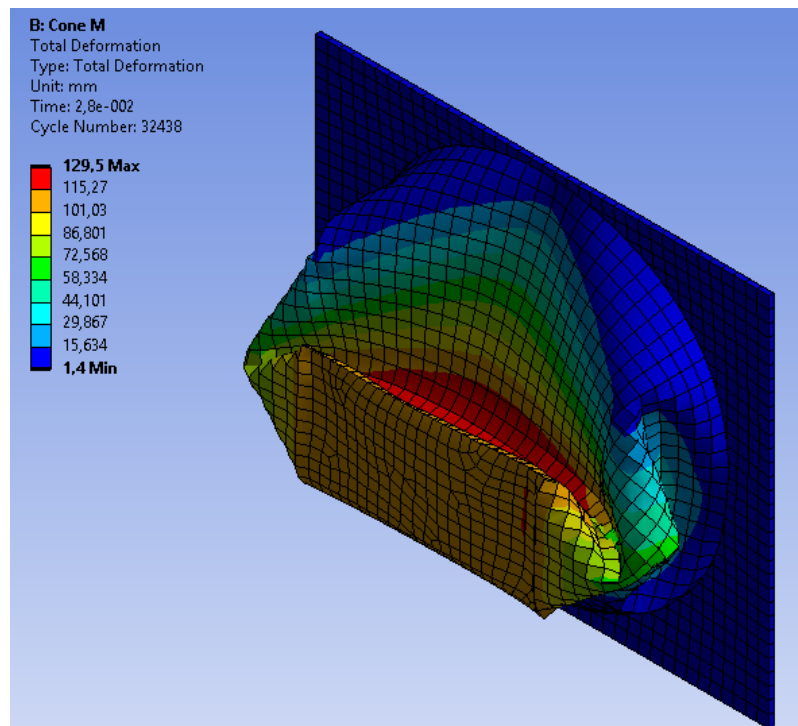


Рисунок 52 – Деформации аттенюатора конусной формы на конечной стадии

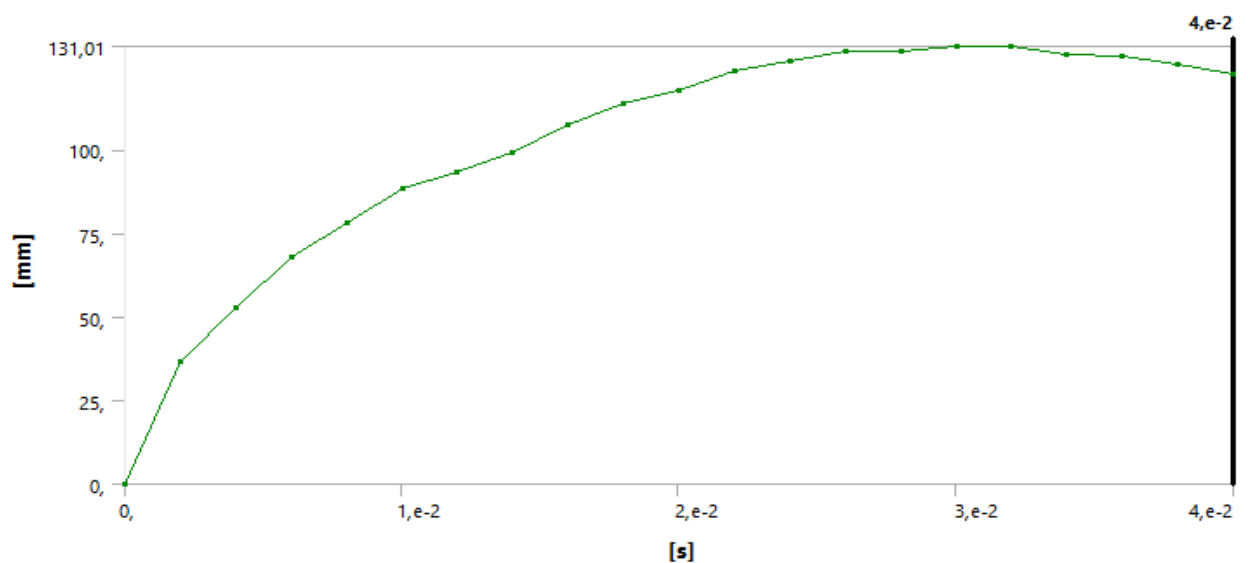


Рисунок 53 – Зависимость деформации аттенюатора от времени процесса

Как видно, деформация возрастает плавно, что говорит о правильном выборе формы аттенюатора. Кроме того, от начала до конца максимальная деформация концентрируется в одном месте.

На рисунке 54 представлена картина деформации защитной пластины, а на рисунке 55 – график деформации по времени.

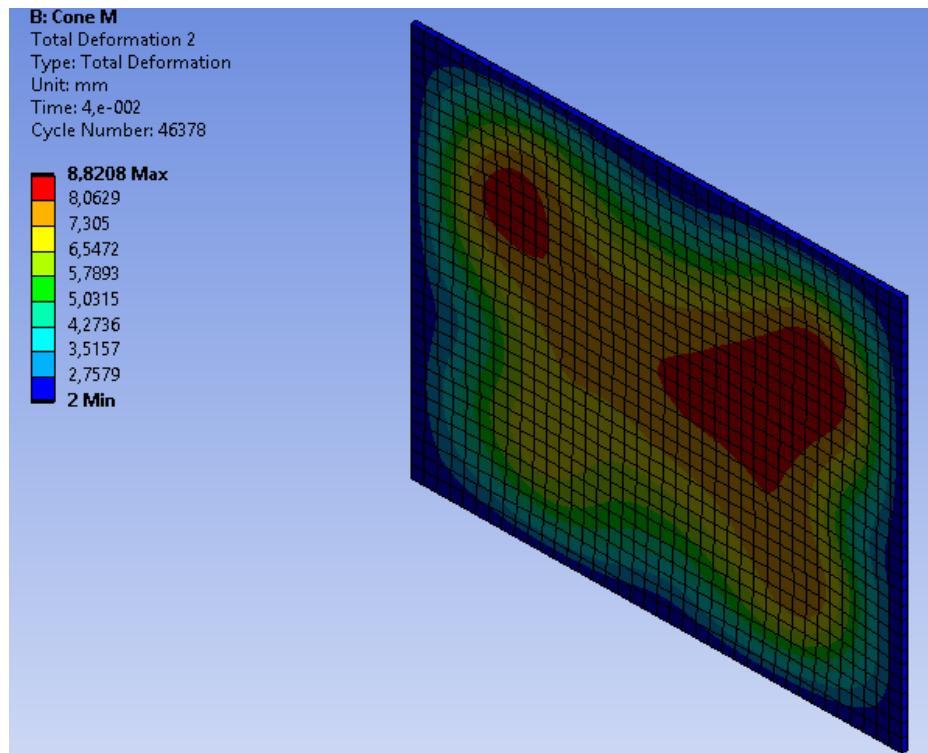


Рисунок 54 – Деформация защитной пластины

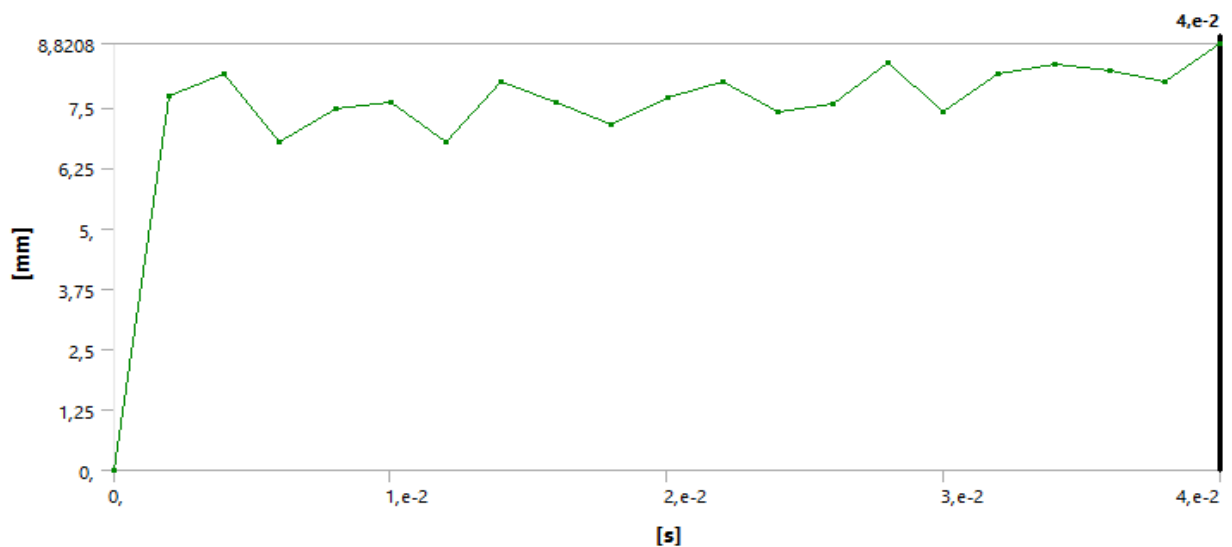


Рисунок 55 – Зависимость деформации защитной пластины от времени процесса

Видно, что деформация находится в допустимых пределах и своей максимальной величины достигает практически с самого начала процесса.

Следующим шагом необходимо оценить величину поглощенной энергии (рисунок 56).

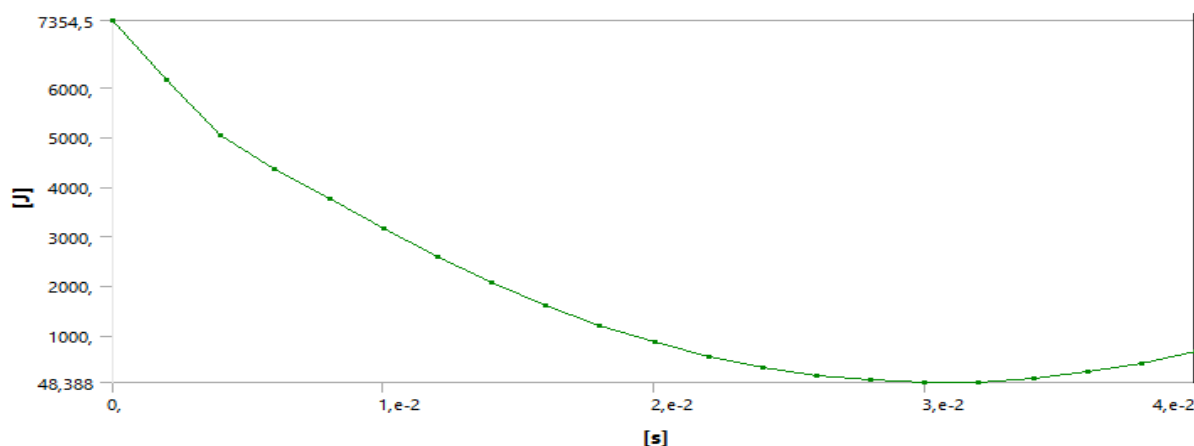


Рисунок 56 – Кинетическая энергия, поглощенная attenuатором конусной формы

Видно, что поглощение энергии attenuатором меньше на 48,38 Дж, чем необходимо.

Следующим шагом необходимо оценить среднюю перегрузку.

Для расчета средней перегрузки используем формулу:

$$G_{\text{ср}} = \sqrt{1 + \frac{(a_{\text{ср}})^2}{g^2}}, \quad (1)$$

где $a_{\text{ср}}$ – среднее ускорение, м/с^2 ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Среднее ускорение найдем по формуле:

$$a_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{уд}} - V_{\text{min}}}{t_{\text{min}}}, \quad (2)$$

где $V_{уд}$ – скорость при ударе, м/с;

V_{min} – минимальная скорость, м/с;

t_{min} – время достижения минимальной скорости, с.

На рисунке 57 представлен график зависимости падения скорости при деформировании attenuатора от времени.

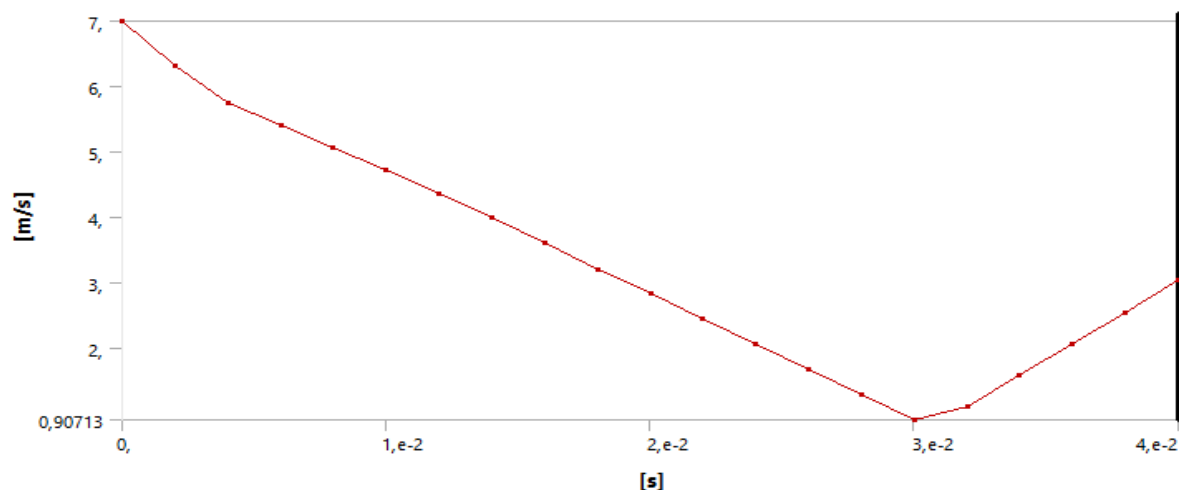


Рисунок 57 – График скорости замедления от attenuатора конусной формы

Тогда найдем среднюю перегрузку:

$$G_{cp} = \sqrt{1 + \frac{(7 - 0,9/0,03)^2}{9,8^2}} = 20,8.$$

Как видно, средняя перегрузка превышает необходимую величину в 20g.

И осталось оценить максимальную перегрузку. Расчет максимальной перегрузки произведем по формуле:

$$G_{max} = \sqrt{1 + \frac{(a_{max})^2}{g^2}}, \quad (3)$$

где a_{\max} -максимальное ускорение, м/с^2 .

На рисунке 58 представлен график максимального ускорения.

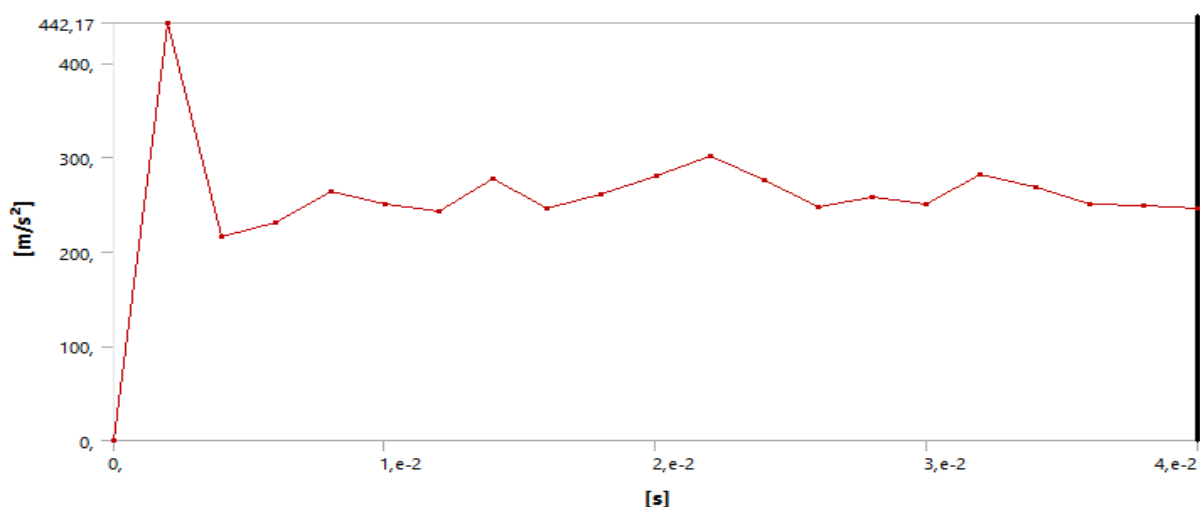


Рисунок 58 – График максимального ускорения

Тогда найдем максимальную перегрузку:

$$G_{\max} = \sqrt{1 + \frac{(442,17)^2}{9,8^2}} = 45,1.$$

Как видно, максимальная перегрузка также превышает необходимую величину в 40g.

Таким образом, данная конструкция аттенюатора не отвечает требованиям регламента Formula Student.

3.2 Анализ аттенюатора пирамидальной четырехгранной формы

Проанализируем форму аттенюатора в процессе деформирования.

Так на рисунках 59-60 представлена картина деформации аттенюатора в виде четырехгранной пирамиды в начальной фазе и в окончательной, а на рисунке 61 – график деформации по времени.

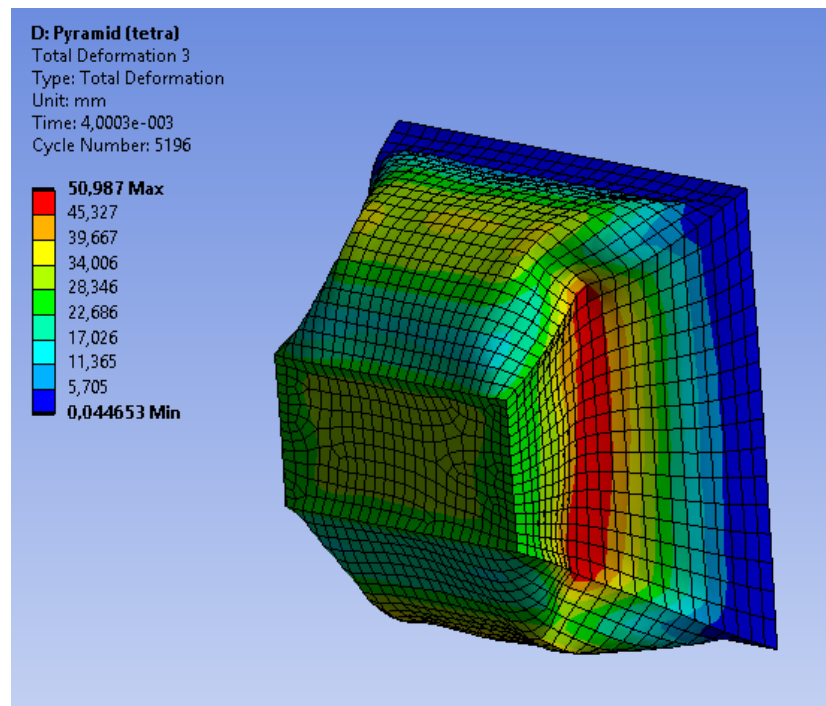


Рисунок 59 – Деформации аттенюатора в форме четырехгранной пирамиды на начальной стадии

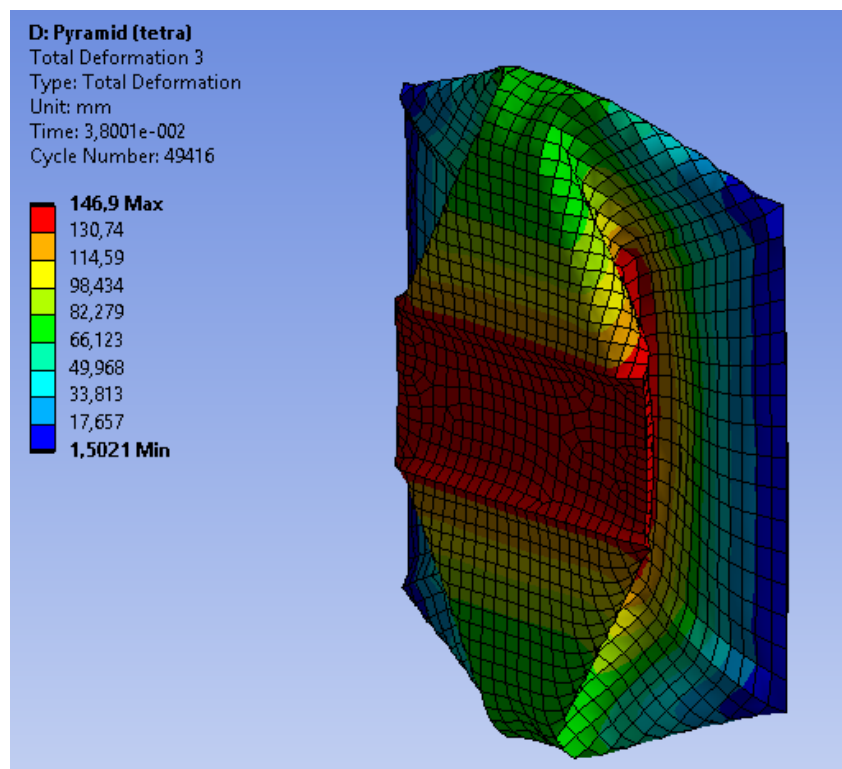


Рисунок 60 – Деформации аттенюатора в форме четырехгранной пирамиды на конечной стадии

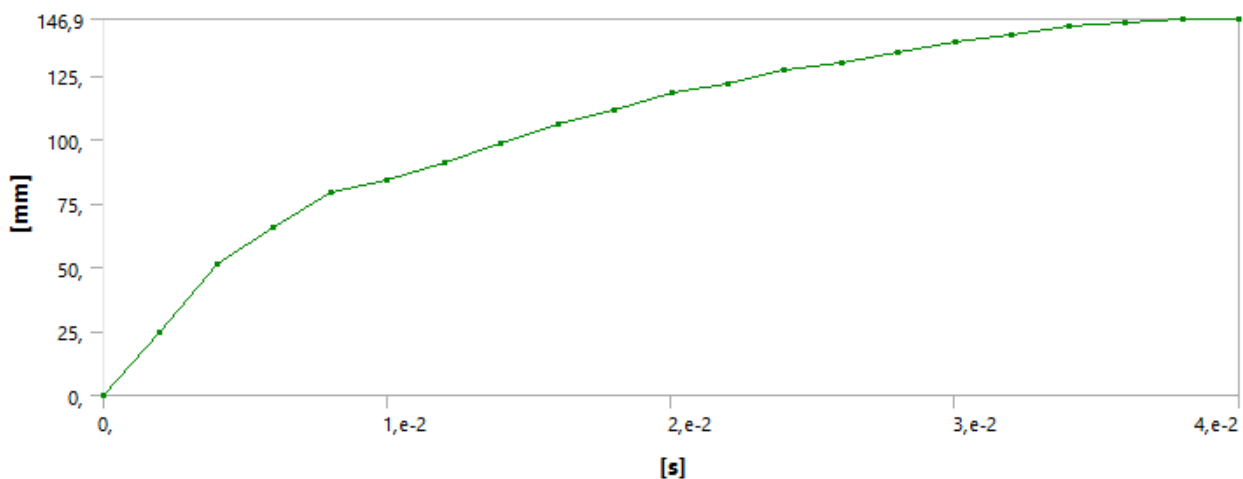


Рисунок 61 – Зависимость деформации аттенюатора от времени процесса

Как видно, деформация возрастает плавно, как и в предыдущем случае, что говорит о правильном выборе формы аттенюатора.

На рисунке 62 представлена картина деформации защитной пластины, а на рисунке 63 – график деформации по времени.

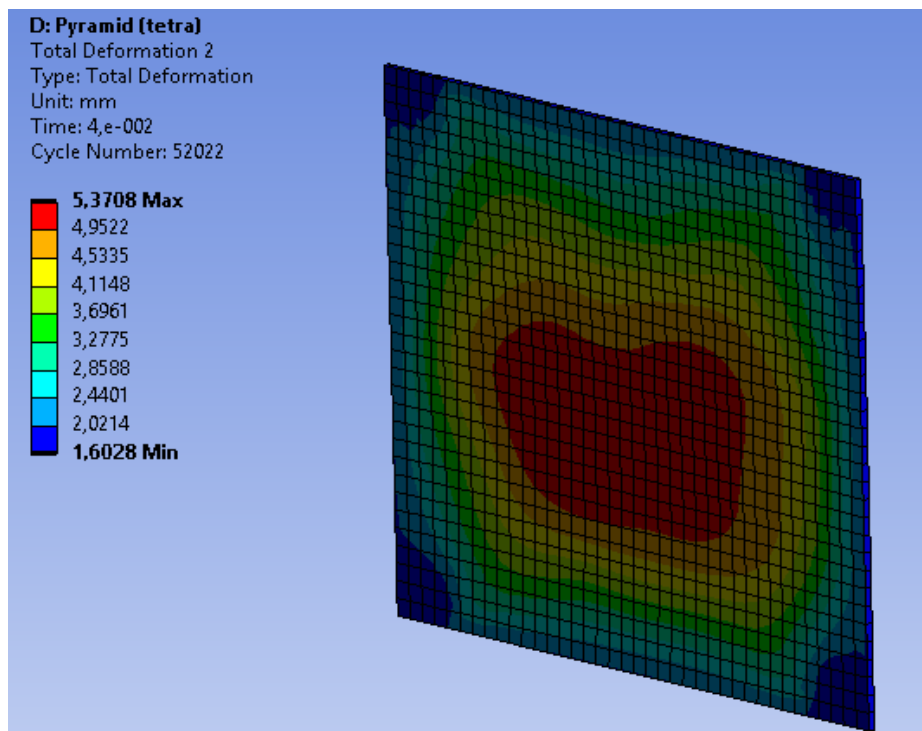


Рисунок 62 – Деформация защитной пластины

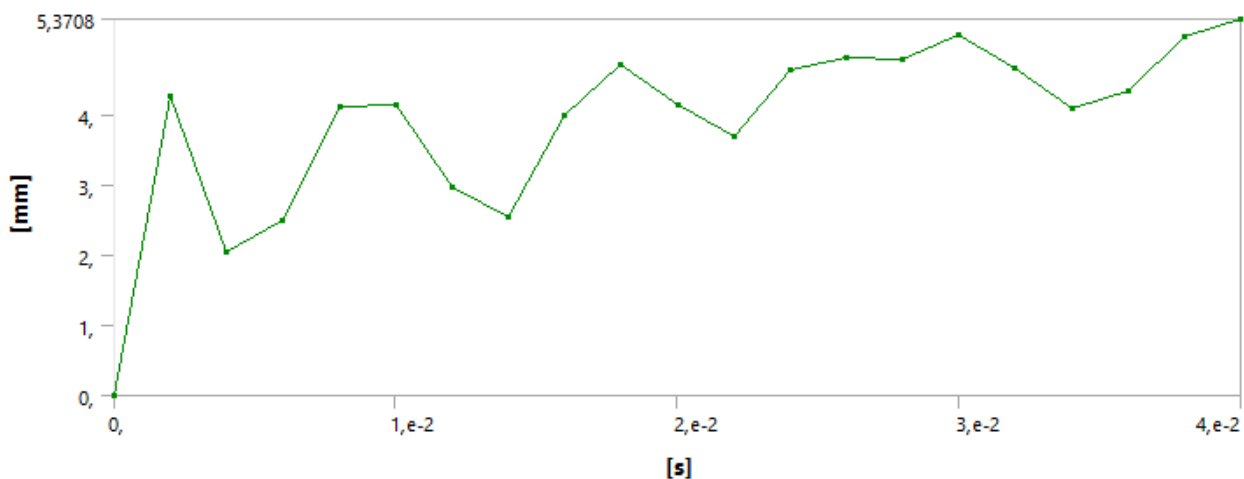


Рисунок 63 – Зависимость деформации защитной пластины от времени процесса

Видно, что деформация находится в допустимых пределах, но график скачкообразный, что говорит о постоянном демпфировании.

Следующим шагом оценим величину поглощенной энергии (рисунок 64).

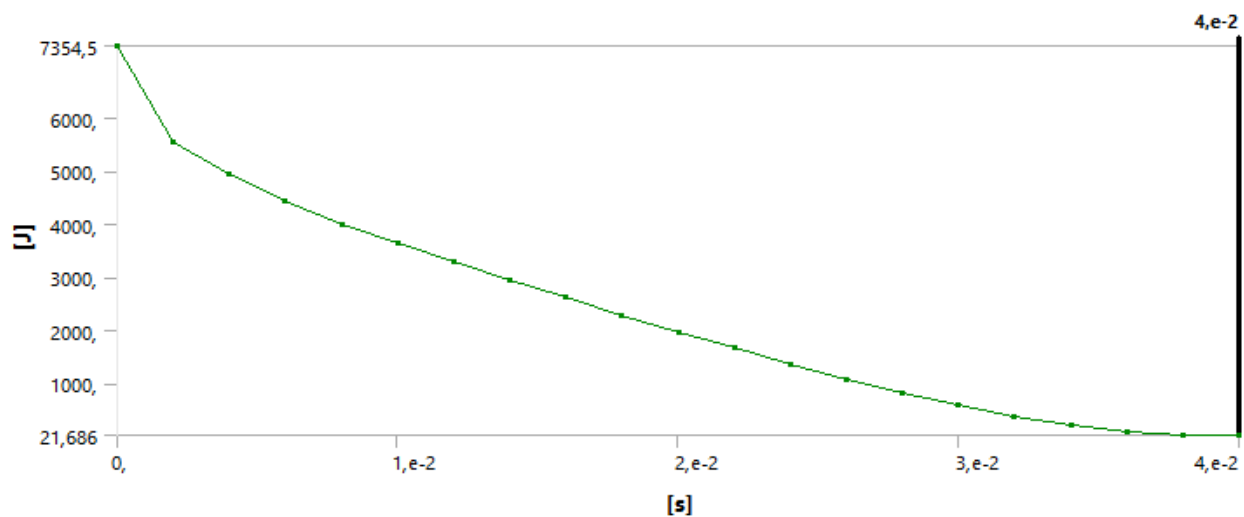


Рисунок 64 – Кинетическая энергия, поглощенная аттенюатором в форме четырехгранной пирамиды

Видно, что поглощение энергии аттенюатором меньше на 21,7 Дж, чем необходимо.

Следующим шагом необходимо оценить среднюю перегрузку.

На рисунке 65 представлен график зависимости падения скорости при деформировании аттенюатора от времени.

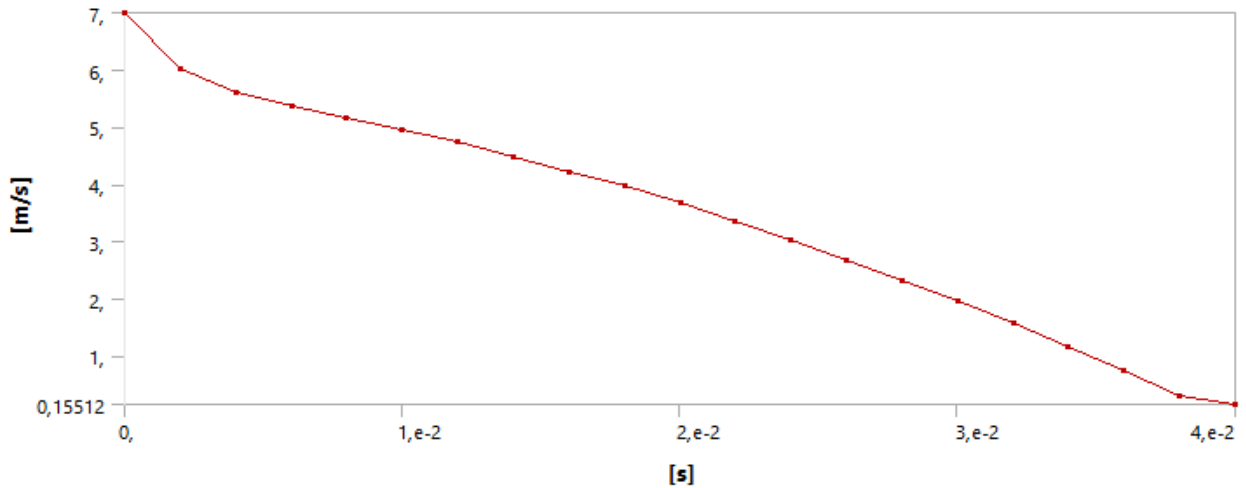


Рисунок 65 – График скорости замедления от аттенюатора в форме четырехгранной пирамиды

Исходя из графика, найдем среднюю перегрузку по формуле (1):

$$G_{\text{cp}} = \sqrt{1 + \frac{(7 - 0,15/0,04)^2}{9,8^2}} = 17,5.$$

То есть, средняя перегрузка полностью удовлетворяет требованиям регламента.

И наконец, оценим максимальную перегрузку.

На рисунке 66 представлен график максимального ускорения.

Исходя из графика, найдем максимальную перегрузку по формуле (3):

$$G_{\text{max}} = \sqrt{1 + \frac{(625,61)^2}{9,8^2}} = 63,8.$$

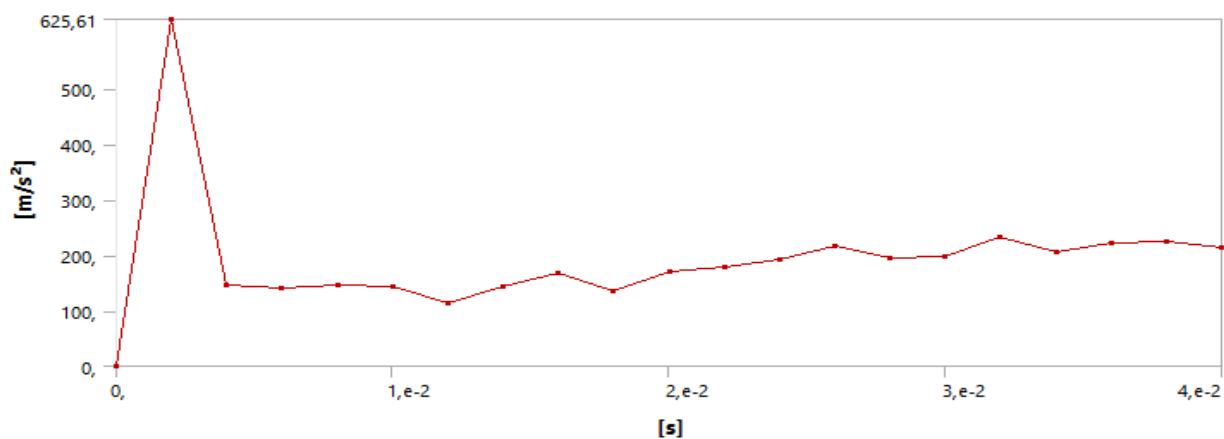


Рисунок 66 – График максимального ускорения

Как видно, максимальная перегрузка превышает величину в 40g.

Таким образом, данная конструкция аттенюатора не отвечает требованиям регламента Formula Student по величине поглощенной энергии и максимальной перегрузки.

3.3 Анализ аттенюатора пирамидальной шестигранной формы

Проанализируем форму аттенюатора в процессе деформирования.

Так на рисунке 67 представлен график деформации по времени, а на рисунках 68-69 – картина деформации аттенюатора в виде шестигранной пирамиды в начальной фазе и в окончательной.

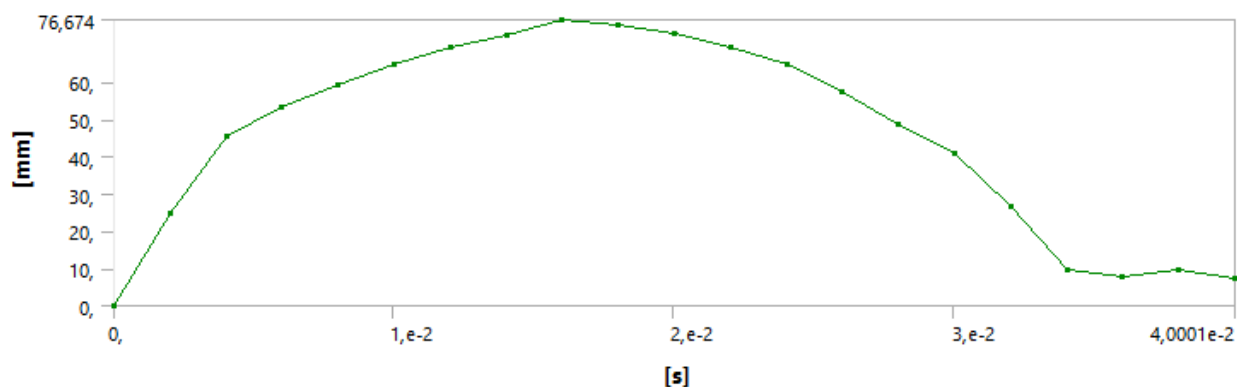


Рисунок 67 – Зависимость деформации аттенюатора от времени процесса

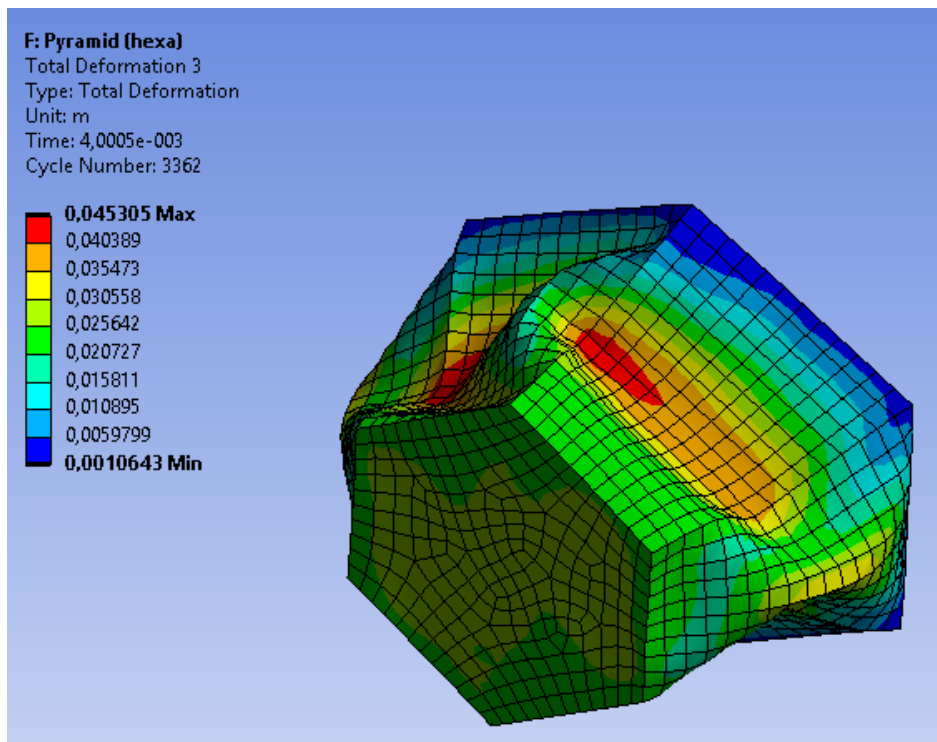


Рисунок 68 – Деформации аттенюатора в форме шестигранной пирамиды на начальной стадии

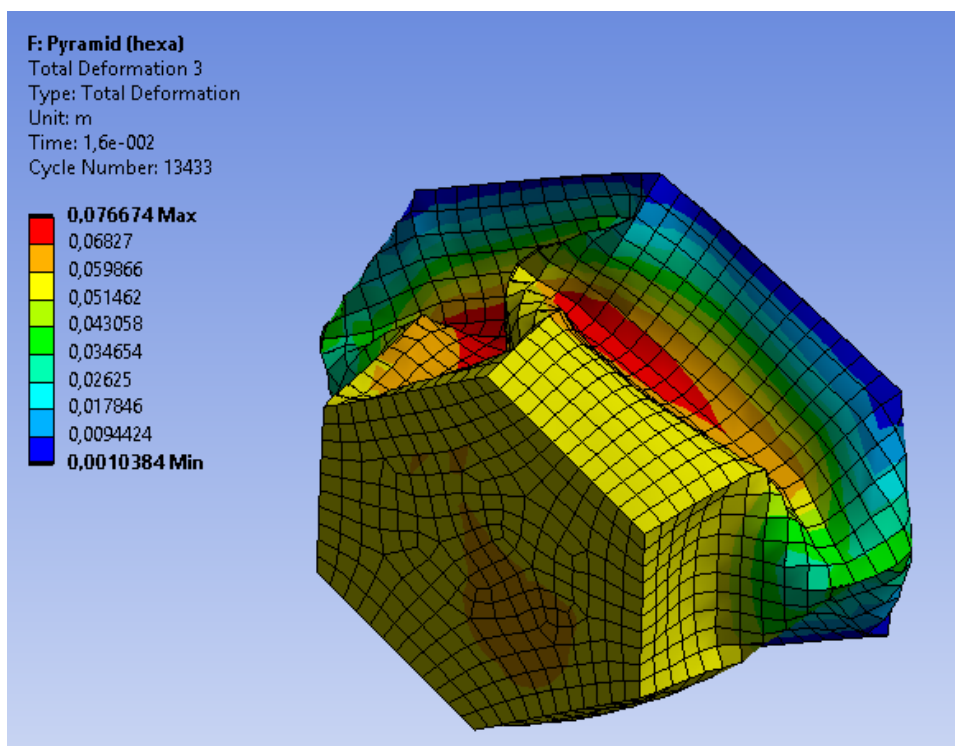


Рисунок 69 – Деформации аттенюатора в форме шестигранной пирамиды на конечной стадии

Как видно, деформация слишком быстро достигает максимальной величины, что говорит о спорной форме attenuатора.

На рисунке 70 представлена картина деформации защитной пластины, а на рисунке 71 – график деформации по времени.

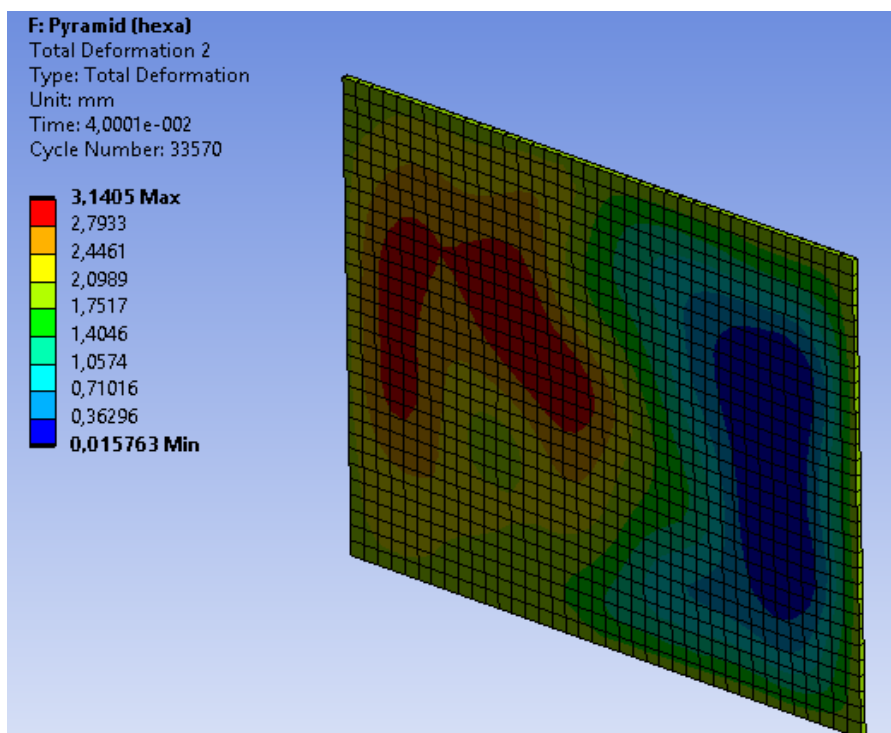


Рисунок 70 – Деформация защитной пластины

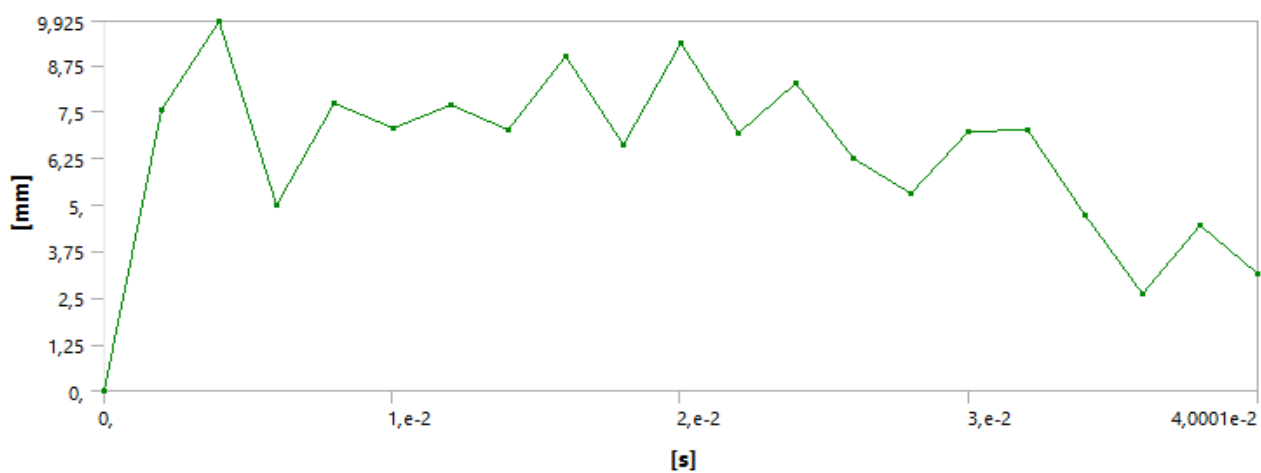


Рисунок 71 – Зависимость деформации защитной пластины от времени процесса

Видно, что деформация находится в допустимых пределах, но график скачкообразный с максимальной величиной прогиба на ранней стадии.

Следующим шагом оценим величину поглощенной энергии (рисунок 72).

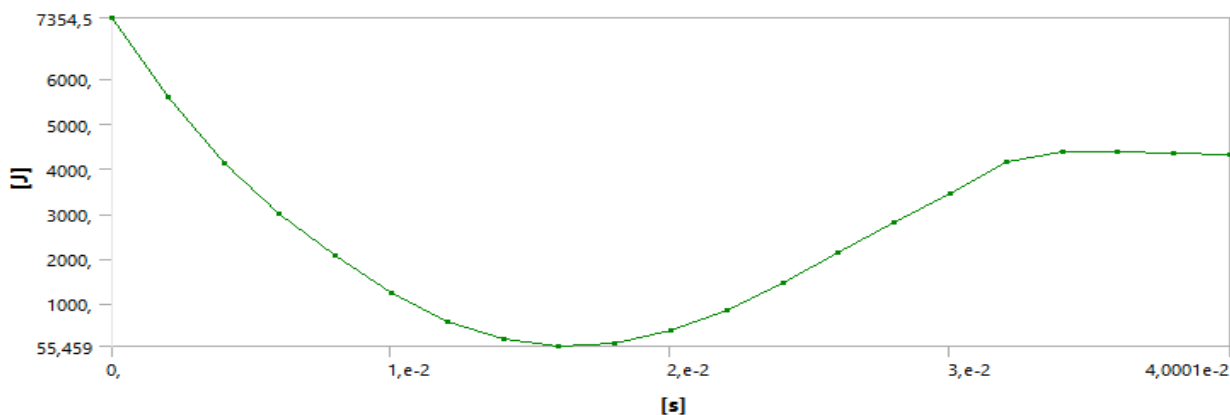


Рисунок 72 – Кинетическая энергия, поглощенная attenuатором в форме шестигранной пирамиды

Видно, что поглощение энергии attenuатором меньше на 55,5 Дж, чем необходимо.

Следующим шагом необходимо оценить среднюю перегрузку.

На рисунке 73 представлен график зависимости падения скорости при деформировании attenuатора от времени.

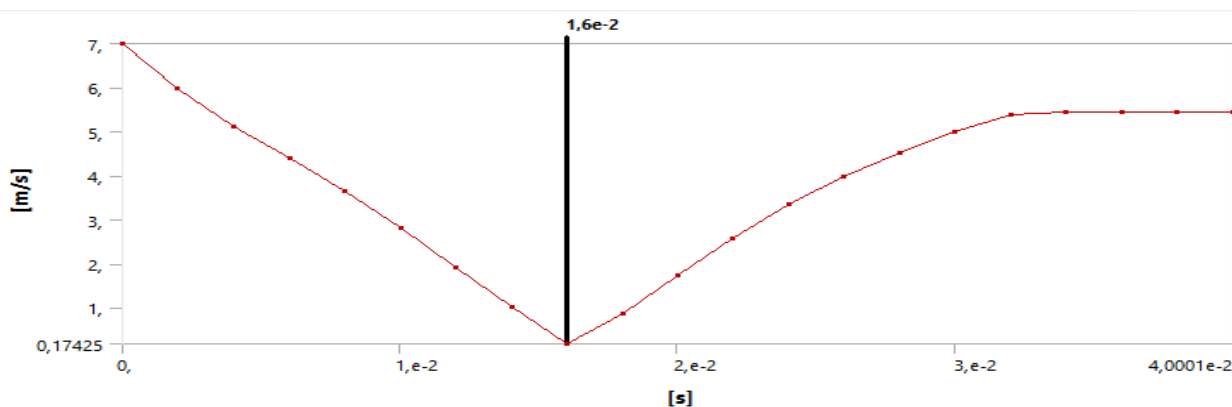


Рисунок 73 – График скорости замедления от attenuатора в форме шестигранной пирамиды

Исходя из графика, найдем среднюю перегрузку по формуле (1):

$$G_{cp} = \sqrt{1 + \frac{(7 - 0,17/0,016)^2}{9,8^2}} = 43,57.$$

То есть, средняя перегрузка не удовлетворяет требованиям регламента.

Оценим максимальную перегрузку.

На рисунке 74 представлен график максимального ускорения.

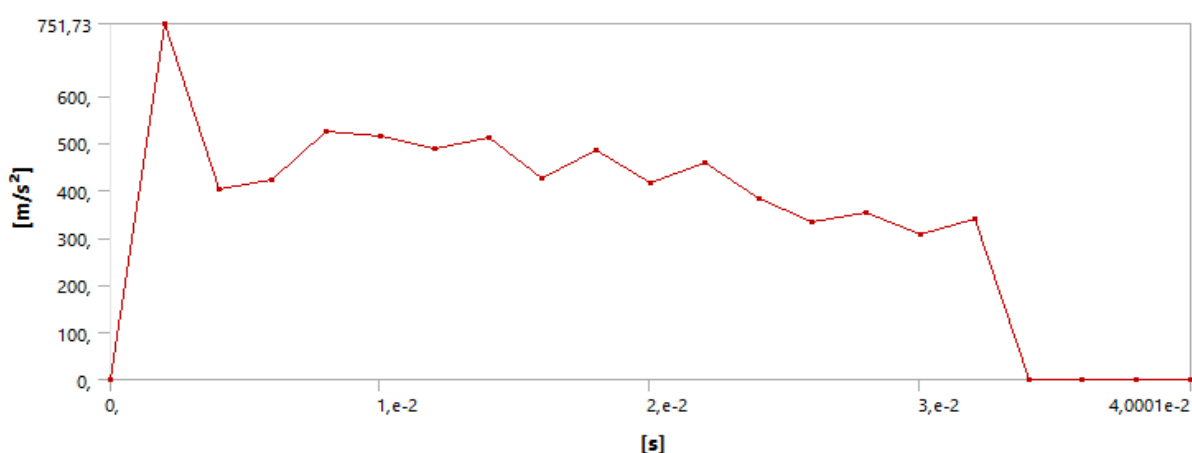


Рисунок 74 – График максимального ускорения

Исходя из графика, найдем максимальную перегрузку по формуле (3):

$$G_{max} = \sqrt{1 + \frac{(751,73)^2}{9,8^2}} = 76,7.$$

Как видно, максимальная перегрузка опять превышает необходимую величину в 40g. Таким образом, данная конструкция аттенюатора не отвечает требованиям регламента Formula Student по величине поглощенной энергии, а также средней и максимальной перегрузки.

3.4 Анализ attenuатора пирамидальной восьмигранной формы

Проанализируем форму attenuатора в процессе деформирования.

Так на рисунке 75 представлен график деформации по времени, а на рисунках 76-77 – картина деформации attenuатора в виде восьмигранной пирамиды в начальной фазе и в окончательной.

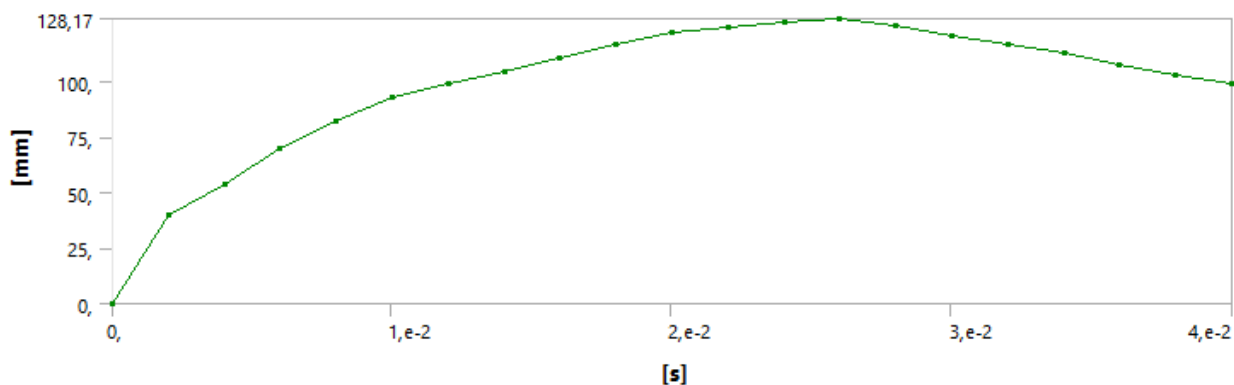


Рисунок 75 – Зависимость деформации attenuатора от времени процесса

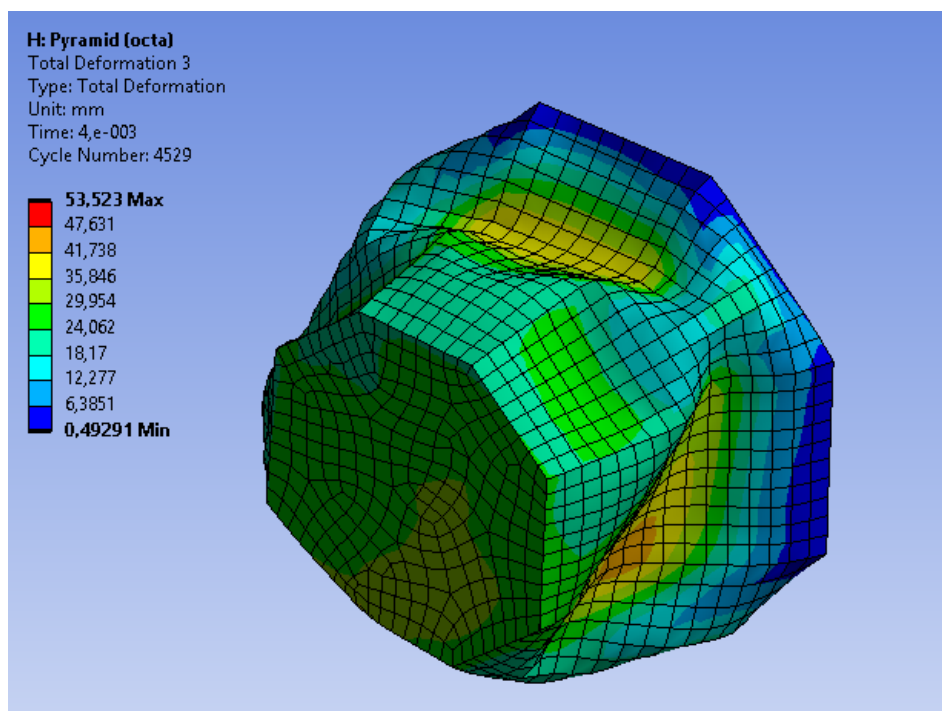


Рисунок 76 – Деформации attenuатора в форме восьмигранной пирамиды на начальной стадии

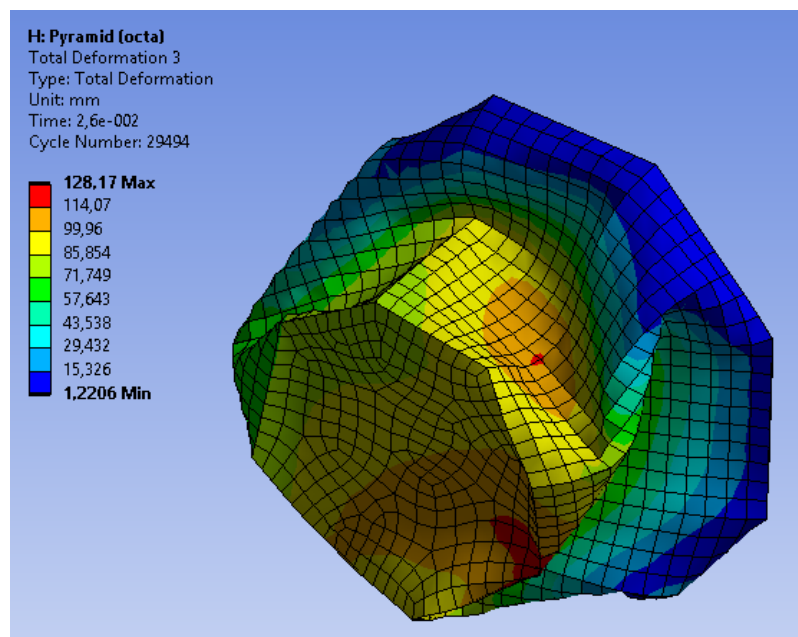


Рисунок 77 – Деформации аттенюатора в форме восьмигранной пирамиды на конечной стадии

Как видно, деформация слишком быстро достигает максимальной величины, что опять говорит о спорной форме аттенюатора.

На рисунке 78 представлена картина деформации защитной пластины, а на рисунке 79 – график деформации по времени.

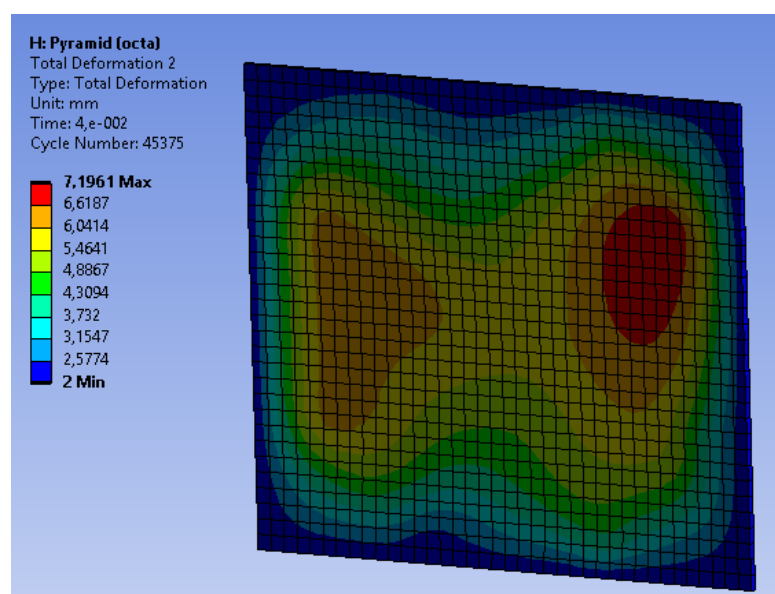


Рисунок 78 – Деформация защитной пластины

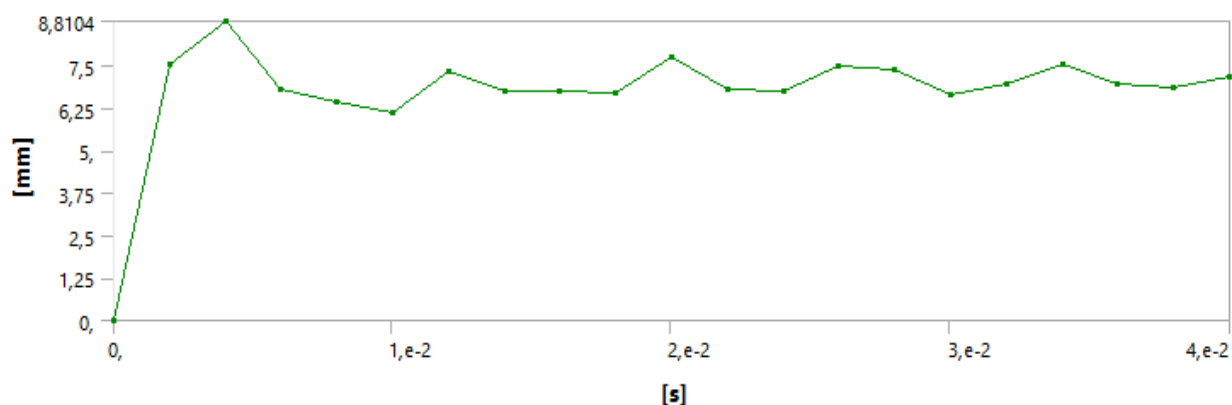


Рисунок 79 – Зависимость деформации защитной пластины от времени процесса

Видно, что деформация находится в допустимых пределах, но график скачкообразный с максимальной величиной прогиба на ранней стадии.

Следующим шагом оценим величину поглощенной энергии (рисунок 80).

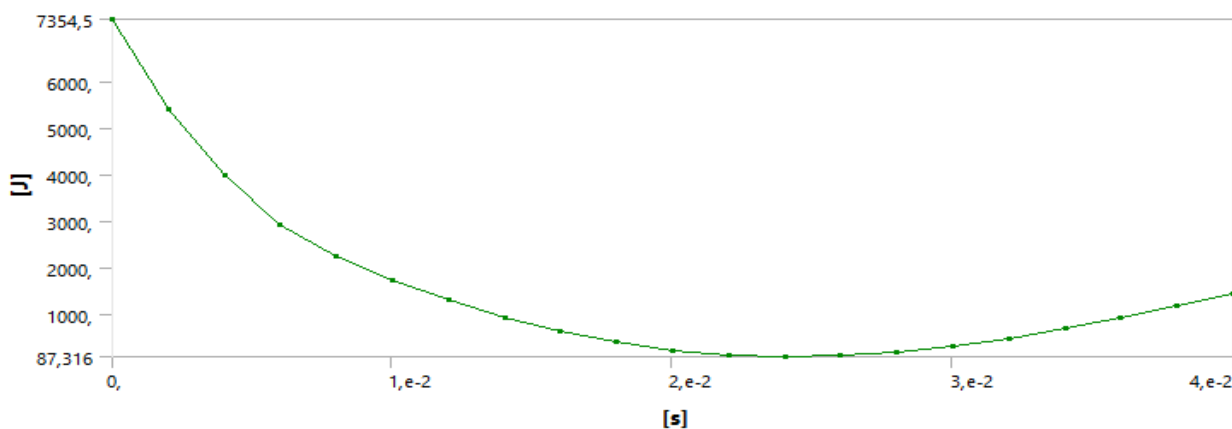


Рисунок 80 – Кинетическая энергия, поглощенная attenuатором в форме восьмигранной пирамиды

Видно, что поглощение энергии attenuатором меньше на 87,3 Дж, чем необходимо.

Следующим шагом оценим среднюю перегрузку.

На рисунке 81 представлен график зависимости падения скорости при деформировании attenuатора от времени.

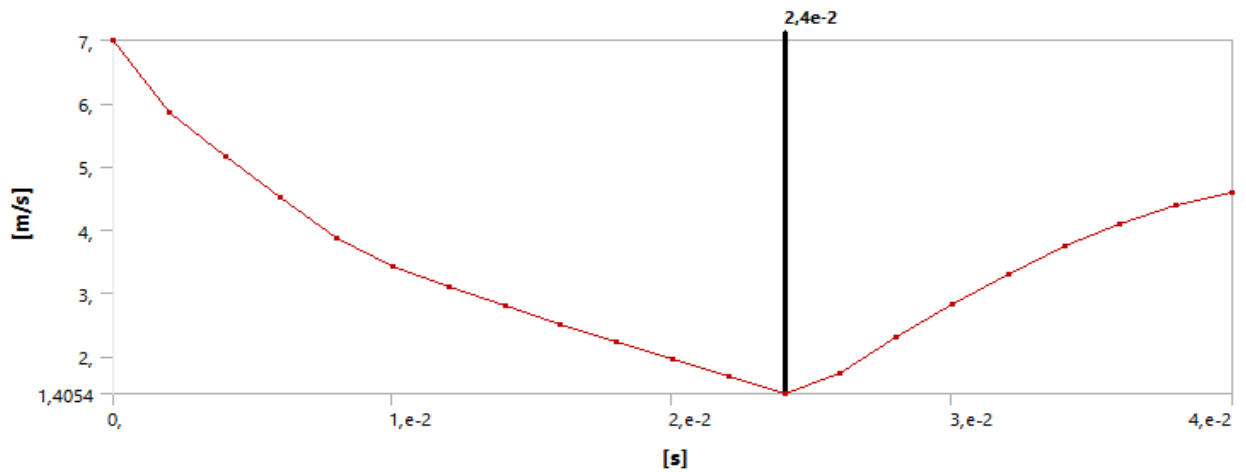


Рисунок 81 – График скорости замедления от аттенюатора в форме восьмигранной пирамиды

Исходя из графика, найдем среднюю перегрузку по формуле (1):

$$G_{\text{cp}} = \sqrt{1 + \frac{(7 - 1,4/0,024)^2}{9,8^2}} = 23,8.$$

То есть, средняя перегрузка не удовлетворяет требованиям регламента.

Оценим максимальную перегрузку.

На рисунке 82 представлен график максимального ускорения.

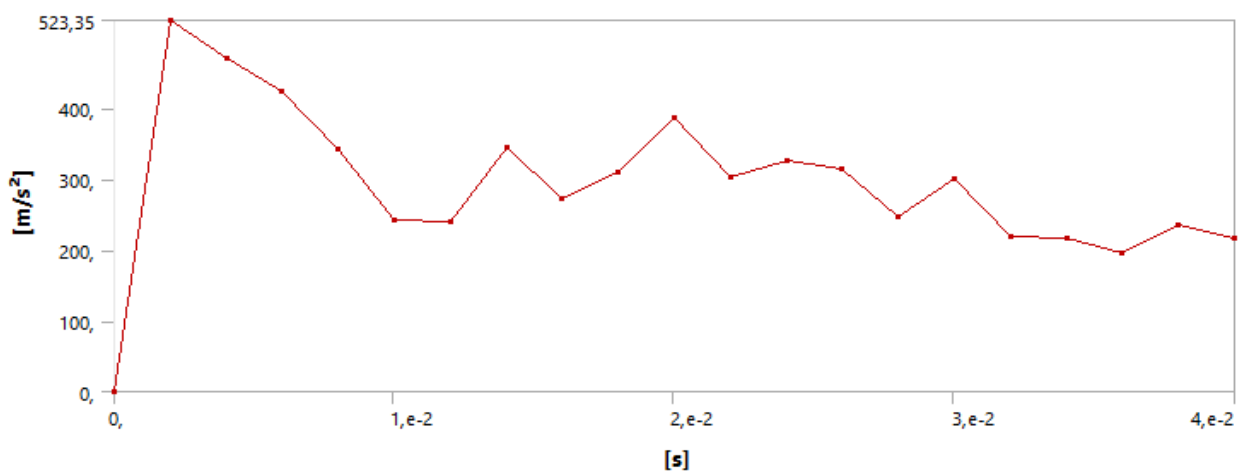


Рисунок 82 – График максимального ускорения

Исходя из графика, найдем максимальную перегрузку по формуле (3):

$$G_{max} = \sqrt{1 + \frac{(525,35)^2}{9,8^2}} = 53,6.$$

Как видно, максимальная перегрузка опять превышает необходимую величину в 40g.

Таким образом, данная конструкция аттенюатора не отвечает требованиям регламента Formula Student как по величине поглощенной энергии, так и по величине средней и максимальной перегрузки.

Выводы по разделу: проведен анализ нескольких конструкций аттенюаторов – в виде комбинированного конуса, в форме четырехгранной пирамиды, в форме шестигранной пирамиды и в форме восьмигранной пирамиды.

Ни одна из базовых конструкций не удовлетворила полностью требованиям регламента проекта «Formula Student». В основном сложности возникли при удовлетворении требований по перегрузке.

Усредненная перегрузка составила 20,8g, 17,5g, 43,6g, 23,8g для аттенюаторов конусной, четырехгранной, шестигранной и восьмигранной форм соответственно при требовании в 20g.

Максимальная перегрузка составила 45,1g, 63,8g, 76,7g, 53,6g для аттенюаторов конусной, четырехгранной, шестигранной и восьмигранной форм соответственно, при требовании в 40g.

4 Анализ аттенюатора улучшенной конфигурации

Как показал сравнительный анализ моделей аттенюатора, основной проблемой является возможность достижения нужных показателей по максимальной перегрузке. Также можно видеть по графикам, что максимальная перегрузка возникает в начале процесса деформирования. Во избежание этой проблемы, было решено ослабить конструкцию в местах, которые подвергаются деформации в начальные моменты времени.

Для улучшения конструкции был выбран самый удачный вариант – аттенюатор конусной комбинированной формы (рисунок 1).

С минимальным количеством затрат ослабить конструкцию можно, просверлив в ней отверстия. Поверхностная модель аттенюатора с отверстиями диаметром 20 мм представлена на рисунке 83.

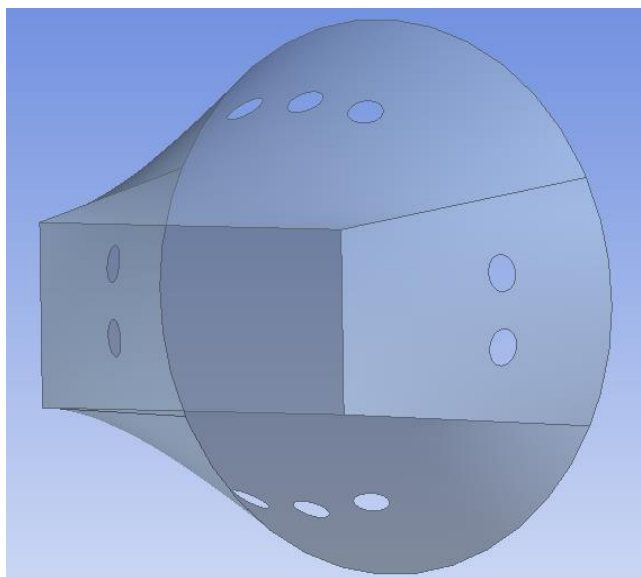


Рисунок 83 – Улучшенная модель аттенюатора

Чтобы проверить эффективность предложенного решения проведем весь комплекс анализа в соответствии с разделом 3. Для начала проведем анализ формы аттенюатора в процессе деформирования.

Так на рисунках 84-85 представлена картина деформации улучшенной конструкции в начальной фазе и в окончательной.

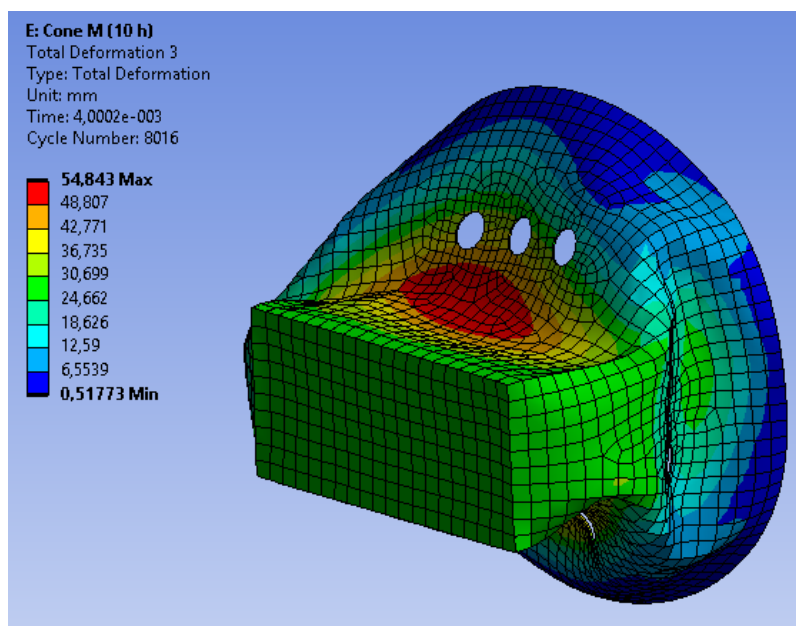


Рисунок 84 – Деформация улучшенной конструкции аттенюатора на начальной стадии

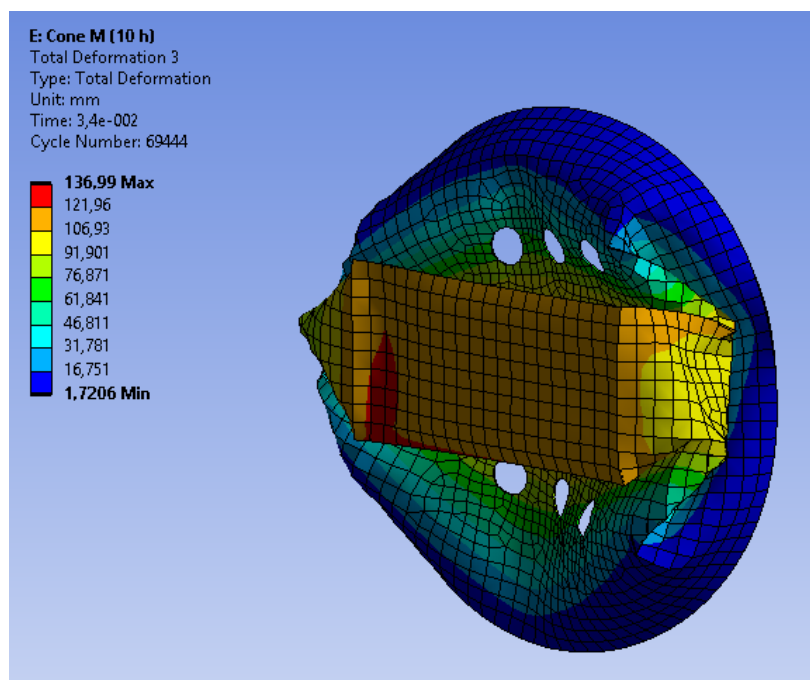


Рисунок 85 – Деформация улучшенной конструкции аттенюатора на конечной стадии

На рисунке 86 представлен график деформации по времени.

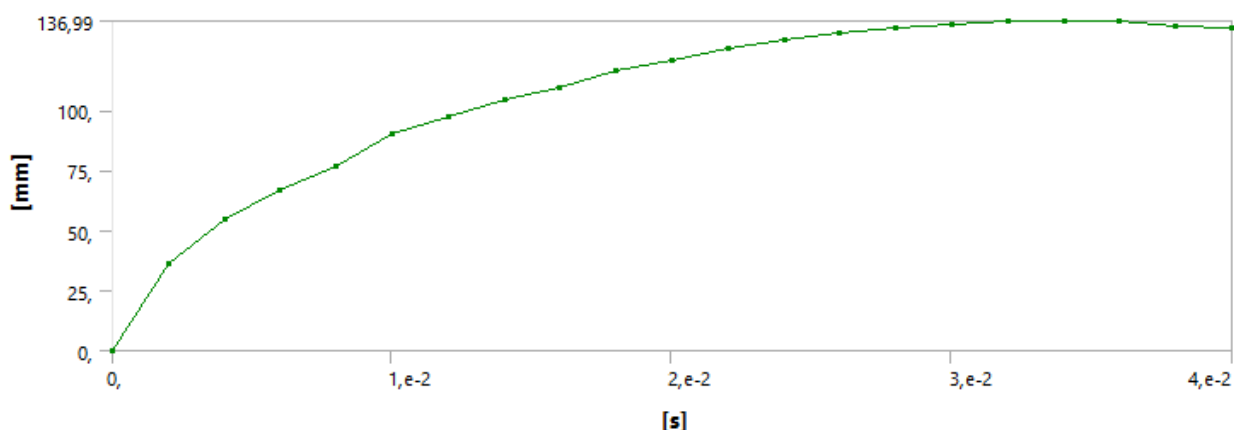


Рисунок 86 – Зависимость деформации аттенюатора от времени процесса

Видно, что деформация возрастает плавно на всем протяжении процесса и максимальная деформация составляет почти 140 мм, что говорит о хорошем поглощении энергии через разрушение аттенюатора.

На рисунке 87 представлена картина деформации защитной пластины, а на рисунке 88 – график деформации по времени.

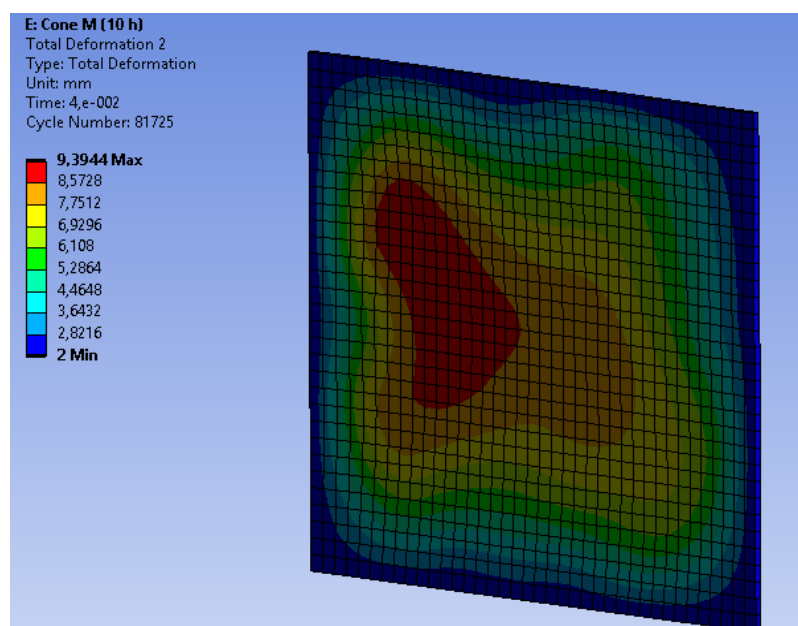


Рисунок 87 – Деформация защитной пластины

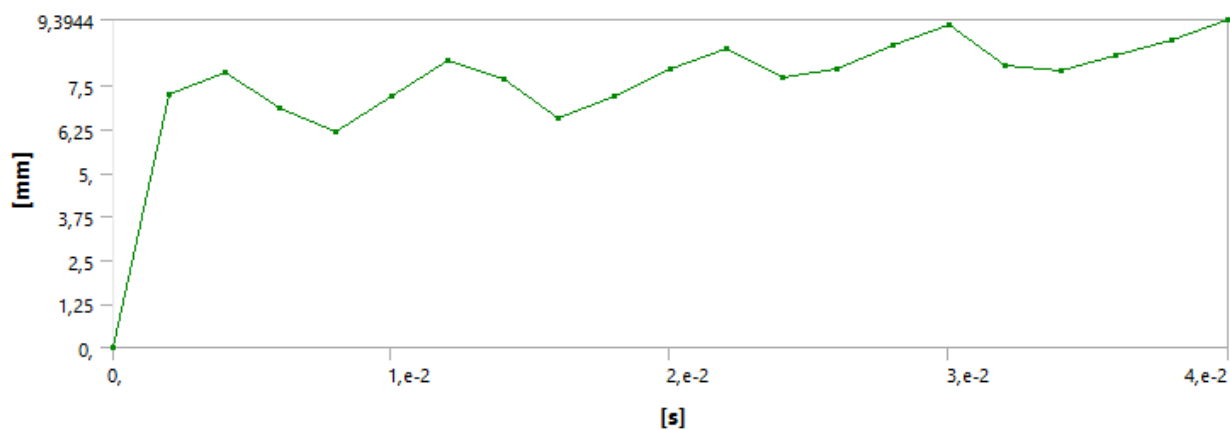


Рисунок 88 – Зависимость деформации защитной пластины от времени процесса

Видно, что деформация находится в допустимых пределах и имеет тенденцию к возрастанию, что говорит о постепенной передаче усилий на пластину.

Следующим шагом оценим величину поглощенной энергии (рисунок 89).

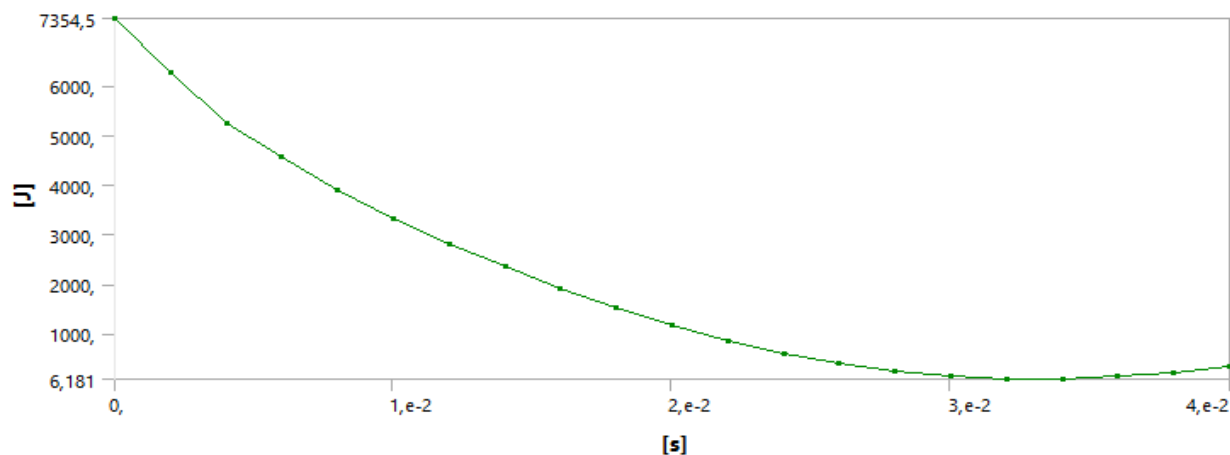


Рисунок 89 – Кинетическая энергия, поглощенная attenuатором улучшенной конструкции

Видно, что произошло практически полное поглощение энергии attenuатором. Количество непоглощенной энергии находится в пределах допустимой погрешности.

Следующим шагом оценим среднюю перегрузку.

На рисунке 90 представлен график зависимости падения скорости при деформировании аттенюатора от времени.

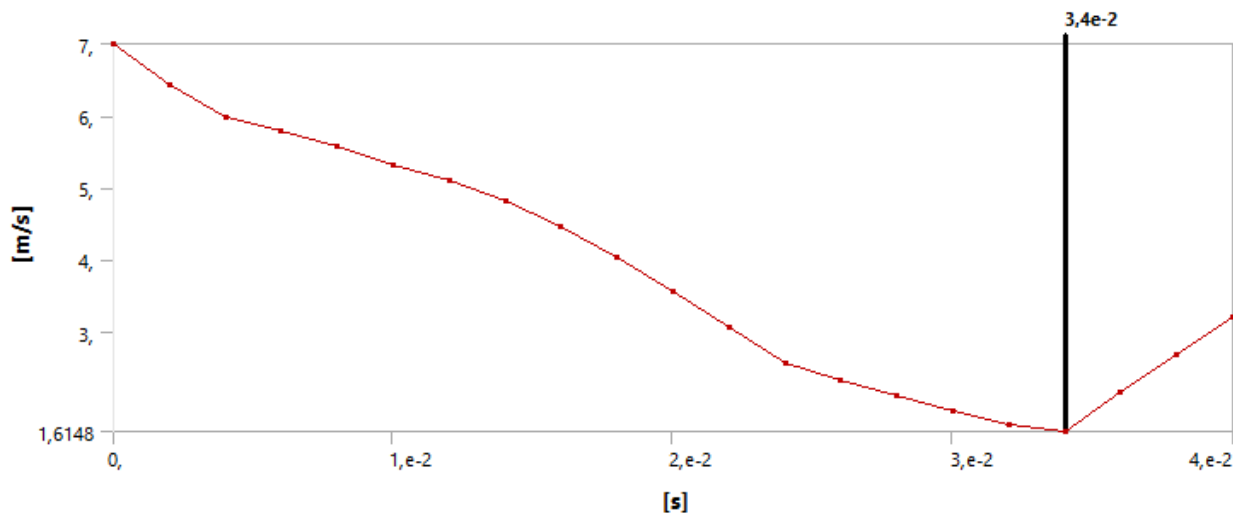


Рисунок 90 – График скорости замедления от аттенюатора улучшенной конструкции

Исходя из графика, найдем среднюю перегрузку по формуле (1):

$$G_{\text{ср}} = \sqrt{1 + \frac{(7 - 1,6/0,034)^2}{9,8^2}} = 16,2.$$

То есть, средняя перегрузка полностью удовлетворяет требованиям регламента.

И наконец, оценим максимальную перегрузку.

На рисунке 91 представлен график максимального ускорения.

Исходя из графика, найдем максимальную перегрузку по формуле (3):

$$G_{\text{max}} = \sqrt{1 + \frac{(327,78)^2}{9,8^2}} = 33,4.$$

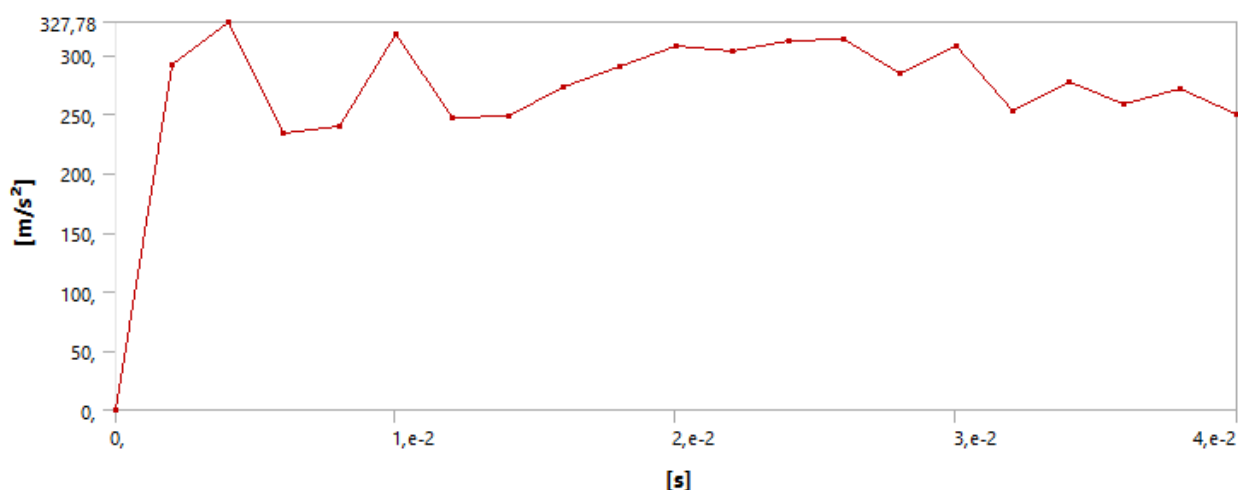


Рисунок 91 – График максимального ускорения

То есть и максимальная перегрузка полностью удовлетворяет требованиям регламента.

Таким образом, данная конструкция аттенюатора полностью отвечает требованиям регламента Formula Student по всем необходимым пунктам.

Выводы по разделу: для достижения нужных показателей по максимальной перегрузке было решено ослабить конструкцию в местах, которые подвергаются деформации в начальные моменты времени.

Для улучшения конструкции был выбран аттенюатор конусной комбинированной формы, в котором были выполнены 10 отверстий диаметром 20 мм.

Показано, что улучшенная форма конструкции аттенюатора позволила полностью выполнить все требования регламента проекта «Formula Student».

Представлены результаты по полному поглощению энергии удара 7350 Дж, деформации защитной пластины 9,39 мм при ограничении в 25 мм, усредненной перегрузке 16,2g и максимальной перегрузке 33,4g.

Заключение

Одним из важных аспектов при проектировании гоночного автомобиля является необходимость анализа его поведения при столкновении, то есть необходимо обеспечить болид конструктивными элементами – ударными аттенюаторами, которые способны поглотить большую часть кинетической энергии и защитить водителя от серьезных травм во время столкновения. Для того, чтобы отвечать требованиям регламента Formula Student, аттенюатор должен быть разработан в соответствии с установленными размерами и отвечать специфичным показателям, таким как усредненная перегрузка при ударе и величина деформации.

В первом разделе были рассмотрены варианты конструкций аттенюаторов для гоночного болида класса «Formula Student». Разобраны методы применяемых исследований на соответствие регламенту проекта.

В основном расчеты проводили с использованием различных пакетов конечно-элементного моделирования, таких как Ansys с типом решателя LS-Dуна. В некоторых работах исследования проводили путем комбинации с экспериментальными испытаниями, которые доказали адекватность значений, полученных посредством конечно-элементного моделирования.

Аттенюаторы предлагается изготавливать из алюминиевых сэндвич-панелей, сотовых конструкций, композиционных материалов, но в подавляющем количестве работ в качестве материала предлагается использовать алюминиевые листы различной толщины.

Во втором разделе была предложена укрупненная блок-схема методологии проектирования.

Представлены модели аттенюаторов выполненные в виде поверхностных тел в системе Компас 3D.

Рассмотрен процесс подготовки расчетной модели, выполненной в пакете анализа Ansys, работающем на платформе Workbench.

В третьем разделе проведен анализ нескольких конструкций аттенюаторов – в виде комбинированного конуса, в форме четырехгранной пирамиды, в форме шестигранной пирамиды и в форме восьмигранной пирамиды.

Ни одна из базовых конструкций не удовлетворила полностью требованиям регламента проекта «Formula Student». В основном сложности возникли при удовлетворении требований по перегрузке.

Усредненная перегрузка составила 20,8g, 17,5g, 43,6g, 23,8g для аттенюаторов конусной, четырехгранной, шестигранной и восьмигранной форм соответственно при требовании в 20g.

Максимальная перегрузка составила 45,1g, 63,8g, 76,7g, 53,6g для аттенюаторов конусной, четырехгранной, шестигранной и восьмигранной форм соответственно, при требовании в 40g.

В четвертом разделе для достижения нужных показателей по максимальной перегрузке было решено ослабить конструкцию в местах, которые подвергаются деформации в начальные моменты времени.

Для улучшения конструкции был выбран аттенюатор конусной комбинированной формы, в котором были выполнены 10 отверстий диаметром 20 мм.

Представлены результаты по полному поглощению энергии удара 7350 Дж, деформации защитной пластины 9,39 мм при ограничении в 25 мм, усредненной перегрузке 16,2g и максимальной перегрузке 33,4g.

Показано, что улучшенная форма конструкции аттенюатора позволила полностью выполнить все требования регламента проекта «Formula Student».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Abrahamson C., Bruns B., Hammond J., Lutter J. Formula SAE Impact Attenuator Testing // Mechanical Engineering . 2013. № 7. P 35-46.
2. ANSYS Explicit Dynamics. URL: <https://cae-expert.ru/product/ansys-explicit-dynamics> (дата обращения 19.05.2021). – Загл. с экрана.
3. Ansys. Cadfem. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/> (дата обращения: 01.05.2021). – Загл. с экрана.
4. Belingardi G., Chiandussi C. Vehicle crashworthiness design-General principles and potentialities of composite material structures // Impact Engineering of Composite Structures. 2011. P. 193-264.
5. Boria S. Behaviour of an Impact Attenuator for Formula SAE Car under Dynamic Loading // Int. J. Vehicle Structures & Systems. 2010. № 2. P. 45-53.
6. Boria S. Composite impact attenuator with shell and solid modeling // 11th World Congress on Computational Mechanics. 2015. P. 1-9.
7. Boria S., Belingardi G. Crash analysis of an impact attenuator for racing car in sandwich material / Formula Student. Pisa, 2008. P 1032-1036.
8. Formula SAE / Сообщество Автомобильных Инженеров. URL: <http://www.fsaeonline.com>. (дата обращения: 13.05.2019). – Загл. с экрана.
9. Konstantinos N. Design of Crash Worthy Impact Attenuator for Racing Automotive [Электронный ресурс]: Applications: Explicit Nonlinear FEM. URL: http://orbit.dtu.dk/files/9586519/Design_of_Crash_Worthy_Impact.pdf (дата обращения: 15.05.2021).
10. Munusamy R., Barton D. Lightweight Impact Crash Attenuators for a Small Formula SAE Car // International Journal on Crashworthiness. 2010 № 15, P 223-234.
11. Obradovic J. Experimental and numerical investigations of the impact behavior of composite frontal crash structures // Composites Part B: Engineering. 2015. № 79. PP. 20-27.

12. Obradovic J., Boria S., Belingardi G. Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures // Composite Structures. 2012. № 2. P. 423-430.

13. Pumchaloen W., Chumueang R., Kialon A., Chantharasenawong C. Assessment of Student Formula driver's safety through optimization of impact attenuator sizing / The 7th International Conference on Automotive Engineering (ICAE-7). Bangkok, 2011. P 125-131.

14. Sardar T., Agrawal A., Sardar N., Sodha A. Cost Effective Impact Attenuator for a Formula Student Car // International Journal of Applied Engineering Research. 2018. №8. P. 5881-5888.

15. Yamashita M., Gotoh M. Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications – numerical simulation and experiment // Int. J. Impact Engg. 2005. № 32. P 618-630.

16. Zenkert D. The Handbook of Sandwich Construction. EMAS Publishing, 1997. 186 p.

17. Алюминий и его сплавы: характеристика, свойства, применение URL: <https://ferrolabs.ru/blog/alyuminiy-i-ego-splavy/> (дата обращения 12.03.2021). – Загл. с экрана.

18. Басов К. А. Графический интерфейс комплекса ANSYS: учебное пособие. Саратов: Профобразование, 2019. 239 с.

19. Божко А. Н., Волосатова Т. М., Грошев С. В., Жук Д. М. Основы автоматизированного проектирования: учебник. Москва: ИНФРА-М, 2019. 329 с.

20. Глазев Д. А. Разработка конструкции аттенюатора гоночного болида класса «Формула Студент»: магистерская диссертация: 15.04.01. Тольятти, 2019. 71 с.

21. Глазев Д. А., Щукина В. М. Анализ конструкции аттенюатора // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2019. № 2. С. 29-31.

22. Горохова Д. А. Бобровский А. В. Разработка аттенюатора гоночного болида серии Formula SAE на основе энергопоглощающей пены в системе CAD/CAM/CAE // Компьютерное моделирование – 2016 (КОМОД-2016): труды национальной научно-технической конференции. – 2016. – С. 288 – 294.
23. Горохова Д. А. Разработка и моделирование системы безопасности гоночного болида класса Formula Student на основе пеноалюминия в системах CAD/CAE: магистерская диссертация: 15.04.01. Тольятти, 2017. 91 с.
24. Компас 3D. URL: <https://kompas.ru/> (дата обращения 19.05.2021). – Загл. с экрана.
25. Копылов Ю. Р. Основы компьютерных цифровых технологий машиностроения: учебник. Санкт-Петербург: Лань, 2019. 495 с.
26. Косенко И. И., Кузнецова Л. В., Николаев А. В. Проектирование и 3D-моделирование в средах CATIA V5, ANSYS и Dymola 7.3: учеб. пособие. Москва : ИНФРА-М, 2020. 183 с. (Высшее образование. Магистратура). URL: <https://new.znaniium.com/catalog/product/1062026> (дата обращения: 11.05.2021).
27. Луц А. Р., Суслина А. А. Алюминий и его сплавы: учебное пособие. Самара: СГТУ, 2013. 81 с.
28. Основы автоматизированного проектирования: учебник / под ред. А. П. Карпенко. Москва : ИНФРА-М, 2015. 329 с.
29. Рубцов А. В. Разработка и моделирование аттенюатора для гоночного болида Formula SAE из алюминиевого профиля в системе CAD/CAE: магистерская диссертация: 15.04.01. Тольятти, 2017. 90 с.
30. Шакалов И. П. Анализ и проектирование гасителя фронтального удара // Студенческие инженерные проекты: сборник трудов 4-го Всероссийского форума. 2016. С. 39-42.