

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 Оптимизация конструкции подвески болида класса «Формула студент» по критерию управляемости.

Студент

В.М. Сметанин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

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

Тольятти 2021

Содержание

Введение.....	4
1 Состояние вопроса.....	7
1.1 Особенности подвески болида «Формула Студент» согласно действующего регламента.....	7
1.2 Существующие конструкции и типы подвесок команд-участников проекта «Формула студент».....	9
1.3 Существующие подходы к изготовлению подвесок болидов класса «Формула студент».....	16
2 Теоретические аспекты влияния геометрических параметров автомобиля на управляемость.....	21
2.1 Анализ влияния общих параметров автомобиля на управляемость.....	21
2.2 Анализ влияния конструкции переднего кулака на управляемость автомобиля.....	34
2.3 Анализ влияния конструкции рычагов передней подвески на управляемость автомобиля	40
2.4 Анализ влияния конструкции задней подвески на управляемость автомобиля.....	43
3. Исследование влияния упругих характеристик подвески болида класса «Формула студент» на управляемость автомобиля.....	49
3.1 Что такое упругие характеристики подвески автомобиля	49
3.2 Влияние жесткости подвески на управляемость болида	51
3.3 Исследование влияния иных упругих характеристик подвески	56
4 Расчет точек передней и задней подвесок болида в программе Lotus Suspension. Сравнение разных конфигураций	60
4.1 Описание программы Lotus Suspension Analysis и работы в ней	60

4.2 Расчет точек передней и задней подвесок.....	63
4.3 Сравнение разных конфигураций подвесок.....	65
5 Практическая реализация на болиде класса «Формула студент»	71
5.1 Разработка конструкции подвески и оборудования для ее изготовления. Изготовление подвески	71
5.2 Практическое использование результатов расчетов	78
Заключение	84
Список используемых источников.....	86

Введение

В связи с постоянным развитием и усовершенствованием машиностроительной промышленности в мире обучение инженеров в сфере автомобилестроения из года в год не теряет своей актуальности. Эти профессии востребованы повсеместно. Тем не менее, воспитание настоящего квалифицированного инженера требует не только грамотного учебного плана и желания самого студента стать высококвалифицированным специалистом, но и постоянного обновления и актуализации учебных программ в соответствии с современными трендами, технологиями и нуждами будущих работодателей. Наиболее эффективно все знания приобретаются при постоянном практическом их применении в работе.

Одним из эффективных способов получения таких знаний является проект «Формула Студент». Проект «Формула Студент» (англ. «Formula Student») – это международные инженерно-спортивные соревнования, участниками которых могут стать только студенты ВУЗов. Соревнования проводятся ежегодно, первые соревнования были проведены в 1978 году. Второе название «Формулы Студент» - Formula SAE, так как первые соревнования были организованы Ассоциацией Автомобильных Инженеров (англ. Society of Automotive Engineers, SAE).

Цель соревнований – создать автомобиль, соответствующий действующему регламенту, который обновляется каждый год. Обновления регламента как ужесточают некоторые требования, так и делают их мягче, позволяя командам проявить свои навыки, используя более эффективные решения. Команда в праве получать советы и рекомендации квалифицированных специалистов, но все узлы и детали автомобиля должны быть спроектированы и созданы силами студентов. Структура соревнований и система оценки учитывает не только и не столько способность пилотов, которые так же являются студентами, управлять болидом и показывать

результаты на гоночном треке, сколько инженерные навыки, которые команда продемонстрировала на этапе проектирования болида. Все принятые решения команда защищает во время соревнований на дисциплине «Защита конструкции (англ. Design Report)». Для судейства этой дисциплины как правило приглашаются инженеры ведущих компаний-автопроизводителей: BMW, Dallara, Mercedes, Ferrari. Получение хорошей оценки в этой дисциплине требует от участников не только применение эффективных и оригинальных решений на этапе проектирования болида, но и понимания того, почему это решение было эффективным и как можно повысить эффективность болида в будущем.

Таким образом, негласной задачей соревнования является совершенствование студентом инженерных навыков. Что в свою очередь при участии в проекте достаточно длительное время сделает студента квалифицированным специалистом в той области, которую он выберет в качестве основной при работе над проектом. Развитию студента в качестве инженера так же способствуют общение с представителями ВУЗов из других стран, команды которых достигли больших успехов в проекте, общение с судьями и представителями ведущих инженерных компаний со всего мира во время соревнований. В рамках проекта проводятся форумы, лекции и образовательные курсы по машиностроению, которые проводят ведущие специалисты компаний в сфере автомобилестроения.

Многие студенты-бакалавры, которые участвуют в проекте выбирают в качестве ВКР свою деятельность в проекте. В ВКР студенты отражают те навыки и знания, которые они получили во время работы над болидом.

Одной из самых важных систем любого автомобиля можно считать систему подвески. Подвеска автомобиля напрямую отвечает за способность автомобиля двигаться. Кроме того, что эта система должна быть надежной, она должна быть и эффективной, чтобы болид мог показать достойные результаты во время гонки.

Цель данной работы: оптимизировать конструкцию подвески болида «Формула Студент» по критерию управляемости, учитывая достоинства и недостатки конструкций прежних болидов, при этом учесть требование по соответствию конструкции подвески действующему регламенту. Разработать рекомендации по проектированию системы подвески не только для болида «Формула Студент», но и для автомобиля в принципе.

Задачи работы:

1. Изучить требования регламента соревнований, касательно системы подвески болида. Рассмотреть аналоги подвесок болидов "Формула Студент" команд из других ВУЗов.

2. Проанализировать характеристики подвески, которые влияют на управляемость автомобиля.

3. Проанализировать конструкцию подвески в целом и выделить аспекты, которые имеют наибольшее влияние на управляемость.

4. Рассмотреть в качестве инструмента для проектирования системы подвески программу Lotus Suspension Analysis. Провести анализ полученных в процессе проектирования конструкций.

5. Использовать полученную в ходе исследования информацию на практике. Отразить технологический процесс производства системы в целом.

1 Состояние вопроса

1.1 Особенности подвески болида «Формула Студент» согласно действующего регламента

Основным документом, который диктует правила участия в соревнованиях «Формула Студент» является регламент, разработанный немецкими судьями FS Germany – FS Rules 2020. В регламенте присутствуют несколько пунктов, которые касаются конструкции подвески.

Раздел T2.3 – Подвеска. Пункт T2.3.1 гласит, что болид должен быть оснащен полностью рабочей подвеской для передней и задней осей. Конструкция подвески должна включать в себя упругий элемент, а полный ход должен быть равен минимум 50 мм – 25 мм статического хода и 25 мм рабочего хода минимум. Пункт T2.3.2 гласит, что расстояние от земли до любой части болида, за исключением шин, должно быть больше или равно 30 мм. Расстояние замеряется с пилотом внутри. Пункт T2.3.3 гласит, что все точки крепления подвески должны быть видимы прямому взгляду или после удаления заглушек.

Раздел T2.4 – Колеса. Пункт T2.4.1 гласит, что любая система, которая крепит колесо и использует моногайку, должна включать устройство, которое предотвратит ослабление гайки. Пункт T2.4.2 гласит, что стандартные болты с проушинами и шпильки должны быть сделаны из стали и считаются инженерными крепежами. У команд, которые используют модифицированные болты, шпильки или крепеж иного дизайна, будет запрошено подтверждение, что крепеж соответствует базовым инженерным принципам. Болты и шпильки не должны быть полыми. Пункт T2.4.3 алюминиевые колесные гайки могут быть использованы, но они должны быть анодированы и в идеальном состоянии.

Раздел T2.5 – Шины. Пункт T2.5.1 гласит, что автомобили должны иметь два типа шин:

- «Сухие» шины – шины, которые установлены на автомобиле во время технической инспекции, считаются «сухими»
- «Мокрые» шины – могут иметь протектор или канавки любого размера или формы, но соответствующие следующим правилам:
 - Рисунок протектора или канавки были отлиты или вырезаны производителем шины или одобренным поставщиком исполнителем. Все канавки, которые были вырезаны должны иметь документальное подтверждение о том, что они соответствуют этому правилу.
 - Минимальная глубина протектора должна равняться 2,4 мм.

Пункт T2.5.2 гласит, шины на одной оси должны быть одного бренда, размера и состава.

Раздел T2.6 – Рулевое управления. Пункт T2.6.1 гласит, что системы рулевого управления, которые используют тросы или ремни запрещены для болидов всех классов кроме класса DV. Пункт T2.6.2 определяет, что рулевое колесо должно прямо и механически управлять передними колесами. Пункт T2.6.9 гласит, что рулевая рейка должна быть механически прикреплена к шасси (рама или композитная структура).

Раздел T2.7 – Колесная база. Пункт T2.7.1 – Колесная база автомобиля должна быть больше или равно 1525 мм.

Раздел T2.8 – Колея и устойчивость к перевороту. Пункт T.2.8.1 гласит, что меньшая колея (передняя или задняя) должна составлять не меньше, чем 75% большей колеи. Пункт T2.8.2 гласит, что колея и расположения центра тяжести автомобиля должны быть спроектированы так, чтобы обеспечить достаточную устойчивость к перевороту. Это правило проверяется во время

теста на наклонном столе, во время которого автомобиль устанавливается на плиту, которая наклоняется до 60 градусов. Во время наклона все 4 колеса должны остаться на поверхности.

1.2 Существующие конструкции и типы подвесок команд-участников проекта «Формула студент»

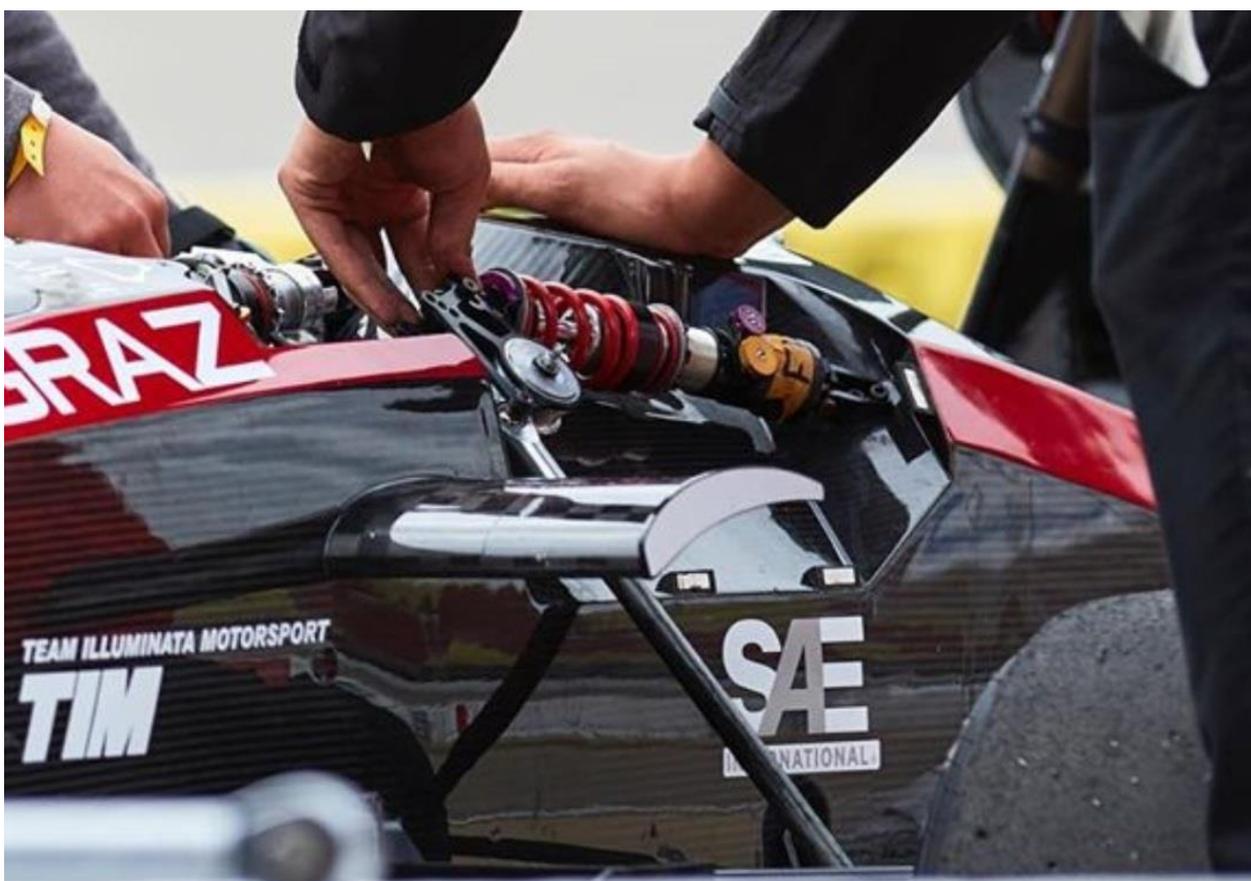


Рисунок 1 – Передняя подвеска команды TU Gratz

Команда использует push-rod (толкатель – тяга, действующая), передающий перемещение подвески на расположенные продольно, относительно автомобиля, амортизаторы через коромысло. Так же на коромыслах видны отверстия, которые позволяют команде более тонко

настраивать подвеску под разные трассы и дисциплины. Дополнительно такая компоновка позволяет команде спрятать амортизаторы под обвесы. Это позволяет команде достичь не только более красивого внешнего вида, но и улучшить аэродинамические качества автомобиля, за счет уменьшения сопротивления воздушному потоку.

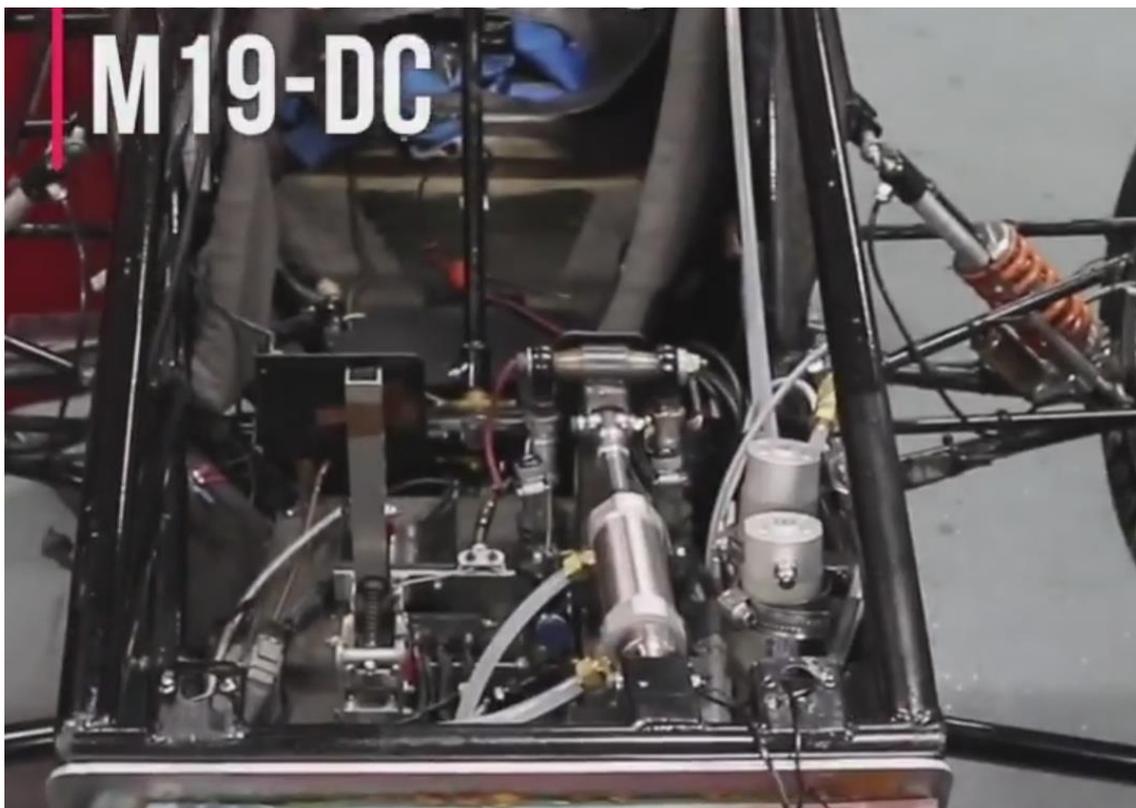


Рисунок 2 – Передняя подвеска команды MonashMotorsport

На рисунке 2 видно, что команда использует вместо толкателя сам амортизатор. С одной стороны, это позволяет команде экономить вес на тягах, коромыслах и их креплениях. Но, с другой стороны, сам амортизатор намного больше, а соответственно и тяжелее, чем аналоги у команд, использующих push- и pull-rods. Такие компоновки довольно редки в «Формуле Студент».



Рисунок 3 – Передняя подвеска команды UCF

На рисунке 3 видна компоновка передней подвески с моноамортизатором. Команда использует один амортизатор на обе стороны. Push-rod'ы воздействуют на один амортизатор через коромысла. Важно в такой компоновке подобрать передаточные числа коромысел и ход амортизатора, чтобы соответствовать пункту T 2.3.1 регламента FS Rules 2020: “Автомобиль должен быть оборудован полностью рабочей передней и задней подвесками, включающими амортизаторы; полезный ход колеса должен составлять как минимум 50 мм)”. Так же такая компоновка может не обеспечить жесткость подвески в достаточной степени.



Рисунок 4 – Передняя подвеска TU Delft

Конструкция, представленная на рисунке 4 является подвеской с pull-rod'ом. Так же в данной подвеске присутствует система тяг и коромысел, которая управляет наклоном крыла. Это позволяет команде достичь лучших аэродинамических качеств, так как крыло находится максимально низко к земле и при ходах подвески не меняет своего положения относительно земли, при этом обеспечивая соответствие пункту D2.3.1 регламента FS Rules: “Боковые юбки или иные аэродинамические обвесы, которые по конструкции, созданию или как следствие перемещения, контактирует с поверхностью трассы запрещены. Любое нарушение будет наказано механическим черным флагом”. Пункт D2.1.4 регламента FS Rules 2020

определяет механический черный флаг как флаг, который означает остановку гонки для команды и тщательное обследования автомобиля в специально отведенной зоне. После обследования может произойти дисквалификация команды на дисциплину, во время которой произошло нарушение.



Рисунок 5 – Задняя подвеска команды Distrierracing

На рисунке 5 видно компоновку подвески с push-rod'ами от нижних рычагов. При том, что точка крепления толкателя приходит почти в трубу

рычага, усилительная пластина нижних рычагов имеет необоснованно огромные размеры. Верхний рычаг или рычаги представлены в виде двух труб и имеют не общую точку крепления к кулаку. Амортизаторы у команды находятся достаточно высоко, что негативно влияет на расположение центра тяжести автомобиля.



Рисунок 6 – Задняя подвеска команды Westmo

На рисунке 6 представлена подвеска с push-rod'ами от верхних рычагов, с коромыслами и двумя амортизаторами расположенными поперечно. Команда использует карбоновые трубы для рычагов и тяг. Их преимущества неоспоримы: даже увеличенные в размерах для достижения тех же прочностных характеристик по сравнению со стальными они имеют меньший вес.



Рисунок 7 – задняя подвеска команды Polytech NCM

На рисунке 7 можно увидеть подвеску команды из Санкт-Петербурга. На их болиде использовались толкатели от нижних рычагов и амортизаторы продольного расположения. Такое расположение частей подвески на мой взгляд имеет больше недостатков. К главному недостатку можно отнести то, что согласно пункта Т3.10.6 регламента FS Rules 2020 команда вынуждена сделать еще одну поддержку распорки главной дуги в месте крепления амортизатора к раме, что является увеличением веса рамы.

1.3 Существующие подходы к изготовлению подвесок болидов класса «Формула студент»

В «Формуле Студент» как и в старших дисциплинах, например Формула-1, команды борются за то, чтобы их автомобиль был легче. Во-первых, меньшая масса автомобиля требует меньше мощности для ускорения, что особенно важно в условиях, когда автомобиль должен быть оснащен устройством, уменьшающим диаметр впускного патрубка до 19мм. Во-вторых, меньшая масса означает меньшую инерцию. Из чего следует, что автомобиль будет легче управляться и быстрее тормозить. В-третьих, уменьшение массы без уменьшения жесткости рамы или надежности иных элементов и систем автомобиля – это важная и интересная инженерная задача, решение которой будет высоко оценено судьями по дисциплине «Защита конструкции».

Команды используют разные инженерные решения для облегчения своих автомобилей. Например, команда Тольяттинского государственного университета в этом году приняла решение использовать алюминиевые кулаки. Кулак изготавливается фрезеровкой из алюминиевой заготовки. Выигрыш в массе по сравнению со стальными кулаками составил 500-600 грамм.

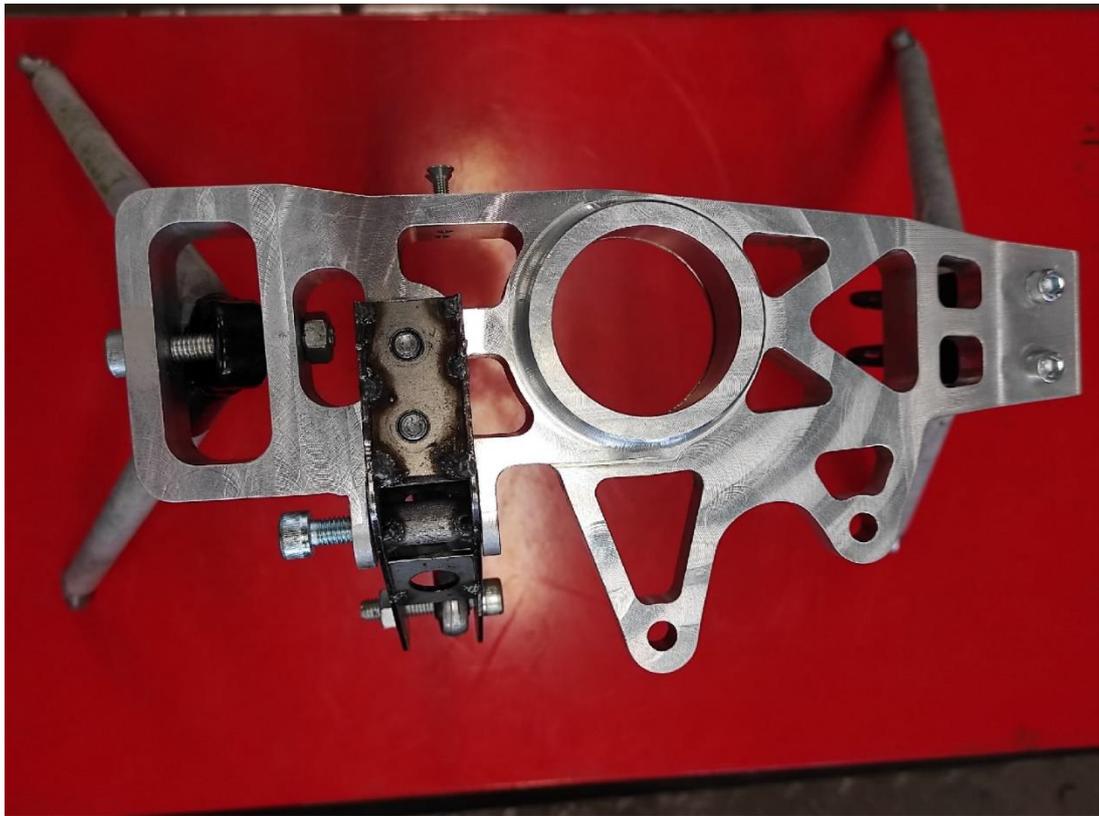


Рисунок 8 – алюминиевый кулак команды TRT

«Стандартной» конструкцией для болидов формулы студент являются стальные кулаки и стальные рычаги. В предыдущем абзаце мы рассмотрели вариант облегчения конструкции с помощью замены материала. Так же возможен вариант с применением 10-ти дюймовых колес. Этот вариант обоснован, если автомобиль имеет массу 200 килограмм и меньше, когда нагрузки, которые передаются подвеской на шасси и обратно достаточно невелики. В этом случае команда может позволить себе использовать 10-ти дюймовые колеса. Компонировочно невозможно поместить внутрь 10-ти дюймового колеса кулак такого же размера, как внутрь 13-ти дюймового. Таким образом общая масса системы подвески становится меньше просто потому, что она будет меньшего размера.

Некоторые команды проектируют свою подвеску с использованием труб из карбона. Технологический процесс изготовления такой конструкции

намного сложнее, чем изготовление стальных рычагов. При использовании карбоновых труб в конструкции рычагов внутрь трубы вклеивается резьбовая вставка или вклеивается иная конструкция, соединяющая две трубки в точке крепления рычага к кулаку.

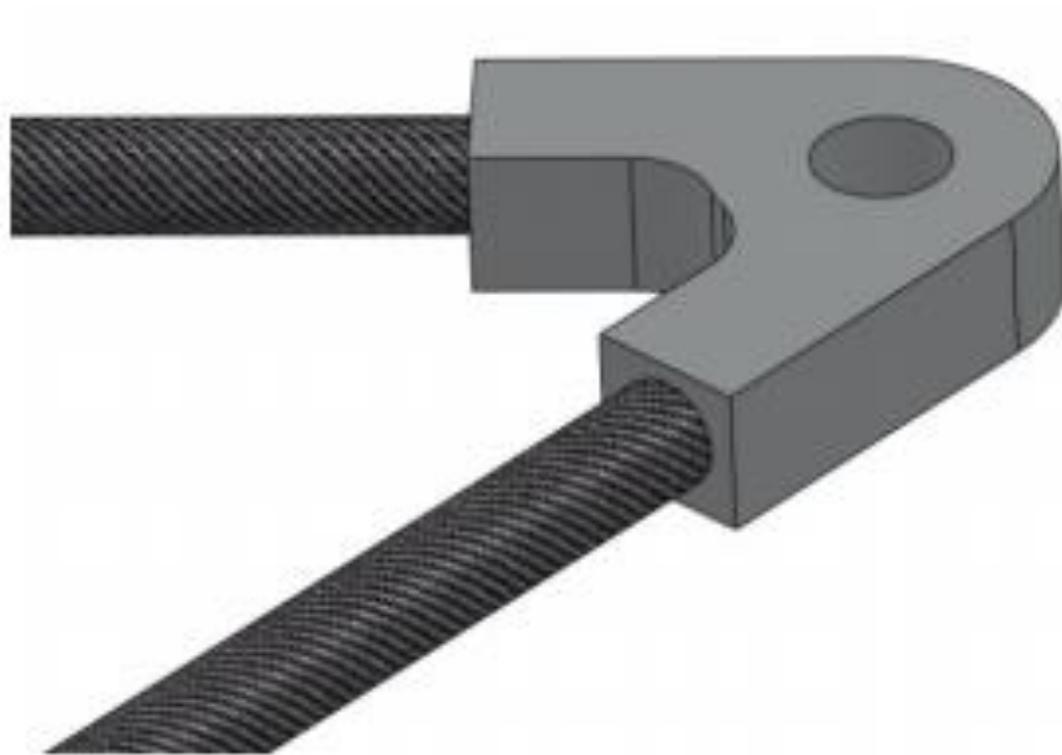


Рисунок 9 – ШС крепления рычага к кулаку при использовании карбоновых труб

Выполнение рычагов из карбона требует более тщательных расчетов, так как ошибка в расчетах приведет не к изгибу трубы, как в случае со стальной конструкцией, а к полному разрушению рычага.



Рисунок 10 – Сломанные карбоновые рычаги и тяги подвески болида «Формула Студент»

Студенты California Polytechnic State University в своей работе по проектированию композитной структуры подвески для болида «Формула Студент» говорят о том, что решение применить композитные материалы в конструкции подвески снизило общий вес рычагов и тяг почти в 2,5 раза: с 2,25 килограмм до 907 грамм, то есть на 1 килограмм и 300 грамм.

Таким образом, изготовление компонентов подвески из композитных материалов является более дорогим и опасным решением, но может значительно уменьшить массу системы подвески.

1.4 Выводы по главе 1

Таким образом в «Формуле Студент» сложились некоторые тенденции. У команд-лидеров в системе подвески, как и в других системах, преобладают композитные материалы. Из карбонового волокна изготавливаются рычаги, тяги и даже колесные диски. Это дорого и требует владения достаточно сложными технологическими процессами, но оправдывает себя в плане снижения веса. Однако ремонтпригодность таких конструкций практически нулевая. У команд-новичков или команд с крайне ограниченным бюджетом в конструкции подвески преимущественно используются стальные компоненты, которые при наибольшей массе обладают простотой сборки, обработки и ремонта. Команды среднего уровня обычно используют стальные и алюминиевые конструкции в системе подвески. По сравнению с карбоновыми конструкциями это намного дешевле, а технологический процесс изготовления таких конструкций намного легче. Ремонтпригодность алюминиевых кулаков подвески оставляет желать лучшего, но при этом ремонт не является невозможным.

2 Теоретические аспекты влияния геометрических параметров автомобиля на управляемость

2.1 Анализ влияния общих параметров автомобиля на управляемость

У каждого автомобиля есть множество характеристик, которые можно долго перечислять и описывать. В этом параграфе мы рассмотрим влияние общих характеристик на управляемость болида «Формула Студент».

В «Формуле Студент» как и в других гоночных дисциплинах время прохождения круга является почти единственной измеряемой характеристикой эффективности болида на гоночном треке.

На автомобиль в любой момент времени действуют силы, которые можно привести к результирующим по трем осям. С осью Z всё достаточно понятно – вес автомобиля плюс вес груза и пассажиров (болиды Формулы Студент не имеют возможности и потребности перевозить грузы поэтому для них актуален только вес пилота) всегда остается одинаков и распределяется только по осям и сторонам автомобиля во время ускорения или замедления и при прохождении болидом поворотов. По оси X действует результирующая аэродинамических и динамических сил. Сила тяги автомобиля противодействует силе аэродинамического сопротивления и силе трения качения, а также результирующим силам всех механических потерь. По оси Y же действуют силы, которые возникают в пятне контакта шины с дорожным полотном.

При этом в каждый отдельный момент времени поперечные силы в пятне контакта не равны 0, даже если автомобиль движется прямолинейно. Любая неровность дорожного полотна вызывает деформацию шины и приводит к возникновению поперечных и продольных сил в шине, которые затем через подвеску передаются на раму(кузов) автомобиля. Не говоря уже

о том, что настройки развала и схождения также влияют на возникновения поперечных сил в пятне контакта шины с дорожным полотном.

В итоге рассмотрение всех сил, которые влияют на устойчивость и управляемость автомобиля приводят к рассмотрению сил в 4 точках – пятнах контакта шин с дорожным полотном.

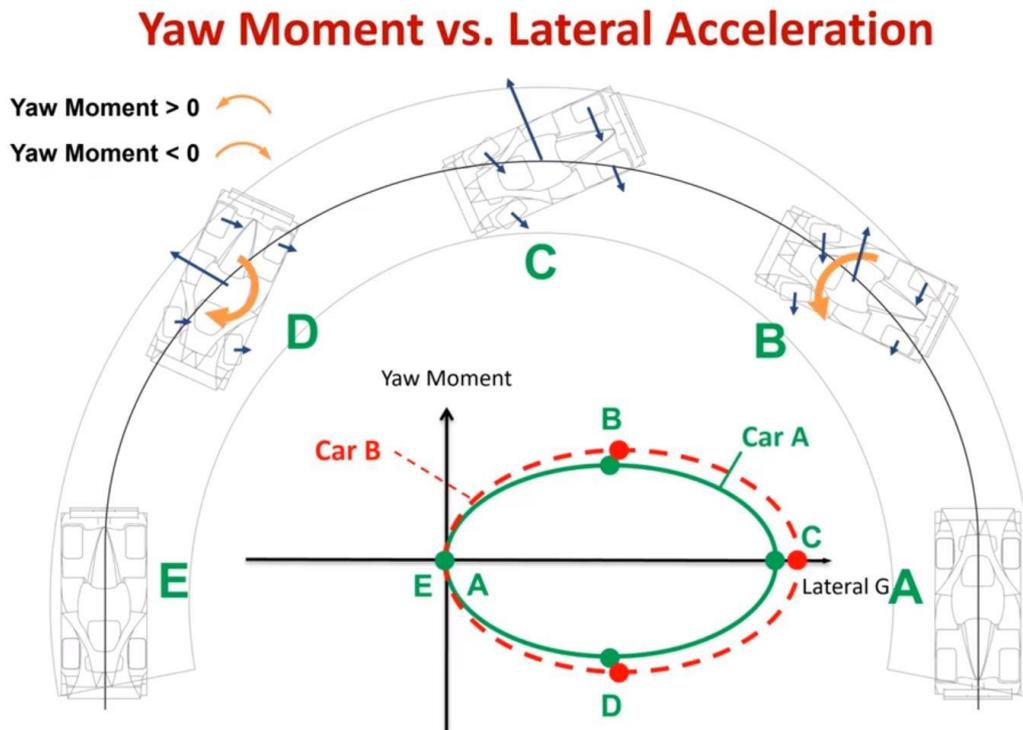


Рисунок 11 – Полярный момент и поперечное ускорение

Рассмотрим прохождение болидом шпильки на 180 градусов. Разобьем шпильку пятью точками, где:

- А – начало поворота (прямолинейное движение).
- В – вход в поворот.
- С – точка апекса поворота.
- D – выход из поворота.
- E – конец поворота (прямолинейное движение).

Поворачивая рулевое колесо в точке А, водитель создает полярный момент. При этом угловая скорость становится неравной нулю, а угловое ускорение начинает нарастать. В точке С полярный момент должен быть равен нулю, так как прохождение поворота по идеальной траектории подразумевает, что в точке апекса автомобиль должен начать распрямляться.

Условно примем полярный момент равный положительному, когда он направлен в сторону поворота, а отрицательным, когда, он направлен в сторону противоположную повороту. Тогда в точке С полярный момент должен изменить знак с положительного на отрицательный. Если полярный момент не сменит знак в точке С, то автомобиль буквально не сможет съехать с круга заданного радиуса.

Когда пилот уменьшает угол поворота руля, продольные и поперечные силы в управляемых колесах уменьшается, при этом, боковая перегрузка будет уменьшаться, а, следовательно, уменьшаться нагрузка на внешних колесах. В это время продольные и поперечные силы внутренних колес станут оказывать большее влияние на полярный момент, чем силы на внешних колесах, тем самым увеличивая отрицательный полярный момент, который «распрямит» автомобиль для дальнейшего движения по трассе.

Hairpin Comparing Two Cars

Yaw Speed vs. Time

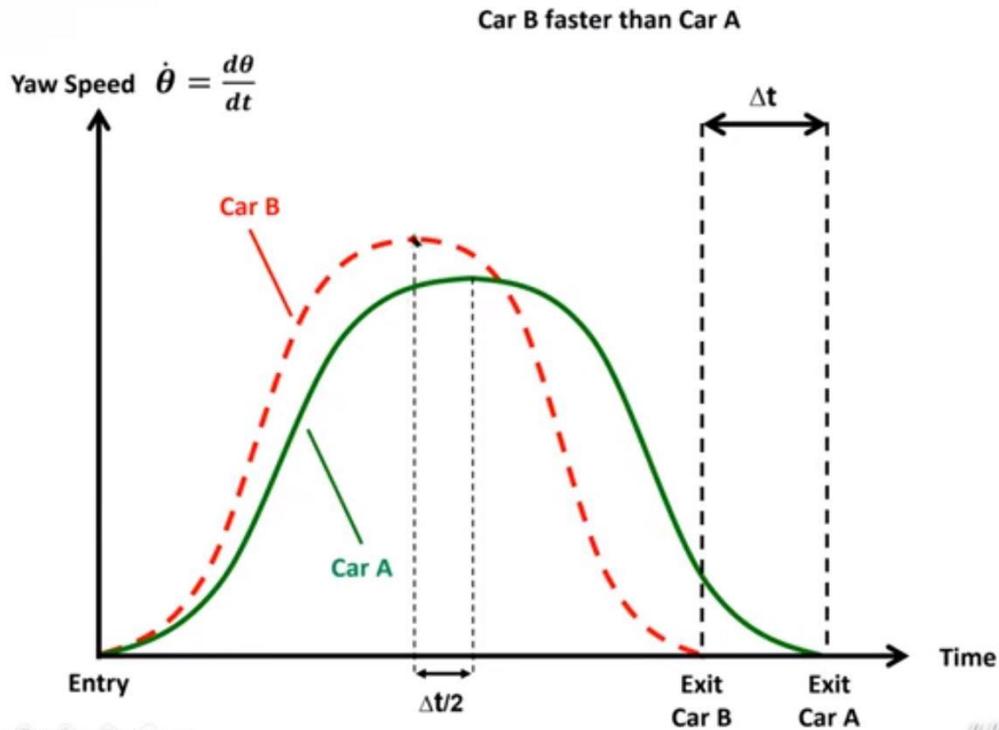


Рисунок 12 – график полярного момента и боковых перегрузок на примере прохождения «шпильки»

Чем выше полярный момент, а, следовательно, и угловое ускорение, тем быстрее пилот может пройти поворот. Так, на представленном рисунке автомобиль А проедет поворот медленнее, чем автомобиль В. Так как полярный момент по сути является результатом действия продольных и поперечных сил в пятнах контакта приложенным к центру тяжести автомобиля, то он выше тогда, когда эти силы больше. Некоторые характеристики в разной степени влияют на предел этих сил:

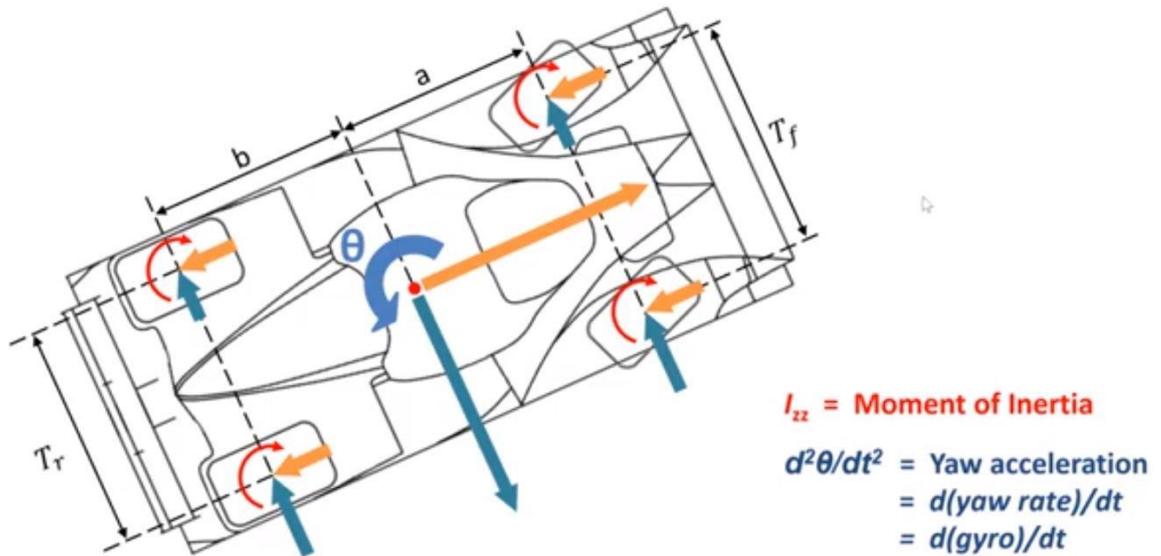
- Модель поведения шины – зависимость сцепных свойств шины от давления внутри, температуры поверхности шины,

адгезивных свойств состава резины, шероховатости и качества дорожного полотна;

- Геометрия подвески автомобиля – углы установки колес, изменение углов установки колёс в динамике, колёсная база и колея;
- Вес и распределение веса автомобиля в разных условиях, а, конкретно, момент инерции автомобиля.

Таким образом, любое изменение в конструкцию автомобиля поведет за собой изменение продольных и поперечных сил. Для примера рассмотрим заднемоторную и среднемоторную компоновку кузовного автомобиля. С точки зрения гоночного инженера среднемоторная компоновка будет предпочтительнее, так как условно момент инерции автомобиля, создаваемый двигателем будет меньше при переходе от заднемоторной компоновки к среднемоторной. Расположение всех агрегатов и органов управления ближе к центру тяжести, как и снижение высоты расположения центра тяжести, благоприятно скажется на поведении автомобиля на трассе.

Transient Basics: Yaw Moment Equation



$$\left[(F_{x_{FL}} \frac{T_F}{2} + F_{x_{RL}} \frac{T_R}{2}) - (F_{x_{FR}} \frac{T_F}{2} + F_{x_{RR}} \frac{T_R}{2}) \right] + [(F_{y_{FL}} + F_{y_{FR}}) \times a - (F_{y_{RL}} + F_{y_{RR}}) \times b] - M_{z_{FR}} - M_{z_{FL}} - M_{z_{RR}} - M_{z_{RL}} = I_{zz} \frac{d^2 \theta}{dt^2}$$

OptimumG - Vehicle Dynamics Solutions 5



Рисунок 13 – уравнение полярного момента автомобиля

$$\left[\left(F_{x_{FL}} \frac{T_F}{2} + F_{x_{RL}} \frac{T_R}{2} \right) - \left(F_{x_{FR}} \frac{T_F}{2} + F_{x_{RR}} \frac{T_R}{2} \right) \right] + [(F_{y_{FL}} + F_{y_{FR}}) \times a - (F_{y_{RL}} + F_{y_{RR}}) \times b] - M_{z_{FR}} - M_{z_{FL}} - M_{z_{RR}} - M_{z_{RL}} = I_{zz} \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (1)$$

Где:

I_{zz} – момент инерции автомобиля,

$\frac{d^2 \theta}{dt^2}$ – угловое ускорение автомобиля,

$F_{x_{FL}}$ – продольная сила в пятне контакта переднего левого колеса,

$F_{x_{RL}}$ – продольная сила в пятне контакта заднего левого колеса,

$F_{x_{FR}}$ – продольная сила в пятне контакта переднего правого колеса,

$F_{x_{RR}}$ – продольная сила в пятне контакта заднего правого колеса,

T_F – ширина передней колеи,

T_R – ширина задней колеи,

$F_{y_{FL}}$ – поперечная сила в пятне контакта переднего левого колеса,

$F_{y_{FR}}$ – поперечная сила в пятне контакта переднего правого колеса,

$F_{y_{RL}}$ – поперечная сила в пятне контакта заднего левого колеса,

$F_{y_{RR}}$ – поперечная сила в пятне контакта заднего правого колеса,

a – расстояние от центра масс до передней оси автомобиля,

b – расстояние от центра масс до задней оси автомобиля,

$M_{z_{FR}}$ – крутящий момент относительно вертикальной оси пятна контакта переднего правого колеса,

$M_{z_{FL}}$ – крутящий момент относительно вертикальной оси пятна контакта переднего левого колеса,

$M_{z_{RR}}$ – крутящий момент относительно вертикальной оси пятна контакта заднего правого колеса,

$M_{z_{RL}}$ – крутящий момент относительно вертикальной оси пятна контакта заднего левого колеса.

Как видно из рисунка и уравнения на полярный момент влияют: поперечные силы, продольные силы и вращательные моменты в каждом пятне контакта. Влияние поперечных сил, отмеченных синим цветом наибольшее, в то время как продольные силы имеют меньшее влияние, а влияние моментов в пятне контакта ничтожно мало.

Таким образом, чтобы быстрее ввести автомобиль в поворот поперечные силы должны быть больше и нарастать быстрее спереди. А чтобы быстрее выровнять автомобиль после прохождения точки апекса,

поперечные силы на задней оси автомобиля должны уменьшаться медленнее, чем на передней оси. А продольные силы в то же время должны быть больше и быстрее на внутренней к повороту стороне автомобиля, а после прохождения точки апекса на внешней к повороту стороне автомобиля продольные силы уменьшаться медленнее, чем на внутренней.

Болиды «Формулы Студент» имеют относительно небольшую массу – 200-275 килограммов в среднем. Болиды команд-лидеров преодолевают отметку в 200 килограмм и весят 180-190 килограмм. Рассмотрим ситуацию, когда автомобиль проходит поворот радиусом 3 метра и длиной 6 метров, что будет примерно равняться повороту на 120 градусов. Условия для такого поворота взяты из пункта D6.1 регламента соревнований Formula Student FS Rules 2020, в котором написано, что минимальный внешний диаметр поворота может быть 9 метров, минимальная ширина трека 3 метра. Рассматриваем ситуацию, что болид движется по траектории, которая лежит по середине трассы. Внешний радиус такого поворота равен 4,5 метра, а внутренний, соответственно 1,5 метра. Средняя линия будет лежать на радиусе равном 3 метра.

При всех прочих равных (шины, погодные условия, геометрия подвески) болид, масса которого меньше, сможет пройти этот поворот быстрее, так как у него больший запас силы сцепления до начала сноса или заноса. Тот болид, который имеет большую массу, быстрее достигнет предельных значений силы сцепления колёс, и шина начнет проскальзывать в продольном направлении.

Основатель Lotus Cars Колин Чепмен говорил: “Adding power makes you faster on the straights; subtracting weight makes you faster everywhere”, что можно перевести как: “Делая автомобиль мощнее, ты делаешь его быстрее на прямых; но делая автомобиль легче, ты делаешь его быстрее везде”.

Силы, которые действуют на автомобиль в любой момент времени, оказывают влияние на автомобиль всего лишь через четыре точки – пятна

контакта колёс с дорожным полотном. Не лишним считаю рассмотреть влияние давления и нагрузки на шину на силу сцепления колёс. Рассмотрение этого влияния проведем на примере лабораторной работы по расчету коэффициента сцепления колёс. Испытуемым объектом стала шина Hoosier 13x7.5 с составом резины R25B, которую Тольяттинский государственный университет использует на своем болиде Scorpion G3. Выходными данными данной работы будут являться значения сил, при которых колесо начинает проскальзывать. Путём деления значения силы на значение нагрузки на колесо в момент проскальзывания рассчитывается коэффициент сцепления шины. Замеры выполнялись при разных нагрузках и давлении воздуха внутри колеса.

Конструкция стенда состоит из плиты с куском дорожного полотна. Для создания нагрузки на колесо с задней стороны стенда установлен винт, который поднимает или опускает асфальтированную площадку по отношению к ступице. Под площадкой установлен второй механизм, с помощью которого площадка может двигаться в горизонтальной плоскости. Площадка может быть повернута на 90 градусов, чтобы выполнить замеры как для продольной силы сцепления, так и для поперечной. Под плитой установлены два тензодатчика, которые выполняют замеры в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Данные с тензодатчиков передаются на осциллограф.



Рисунок 14 – испытательный стенд для расчета коэффициента сцепления

Тарировка датчика вертикальной нагрузки выполняется с помощью тела с известной массой. В нашем случае тарировка датчика выполнялась с помощью гирь, общей массой 100 килограмм. Таким способом находится тарировочный коэффициент равный 78,4 Н на одно деление на осциллографе. Горизонтальный тензодатчик тарируется с помощью динамометра, на который передается нагрузка. В этот момент снимаются показания с динамометра и осциллографа. Тарировочный коэффициент составил 45,9 Н на одно деление.

Таблица 1 - Рассчитанные значения для испытательного стенда

Нагрузка в вертикальной плоскости	Показания осциллографа	Нагрузка в горизонтальной плоскости	Показания осциллографа
60 кг = 588 Н	7,5 делений	1000 Н	~ 22 деления
70 кг = 686 Н	8,75 делений	1200 Н	~ 26 делений
80 кг = 784 Н	10 делений	1400 Н	30,5 делений
90 кг = 882 Н	11,25 делений	1600 Н	~ 35 делений
100 кг = 980 Н	12,5 делений	1800 Н	~ 39 делений
110 кг = 1078 Н	13,75 делений	2000 Н	~ 43,5 деления

Далее на испытательный стенд устанавливается колесо. На колесо прикладывается нужная нагрузка с помощью винта, который прижимает ступицу к площадке стенда. Величину нагрузки рассчитываем по 3D модели через расчет распределения веса по осям по положению центра тяжести автомобиля. По опыту прошлых лет вес болида распределяется примерно в соотношении 40% на переднюю ось и 60% на заднюю ось. Вес автомобиля был принят равным 225 килограмм, вес автомобиля с пилотом 300 килограмм.

Учитывая выходные данные, формулы для расчета коэффициента сцепления выглядят так:

$$\varphi_{\Pi} = \frac{F_c}{F_B} \quad (2)$$

$$\varphi_{\text{пр}} = \frac{F_c}{F_B} \quad (3)$$

где, φ_{Π} – коэффициент сцепления в поперечном направлении,

$\varphi_{\text{пр}}$ – коэффициент сцепления в продольном направлении,

F_c – сила, при которой срывает колесо,

F_B – нагрузка на колесо при выполнении замера силы срыва.

В результате выполнения работы были получены следующие данные:

Таблица 2 - Рассчитанные по результатам лабораторной работы коэффициенты сцепления шины Hoosier

Hoosier	60 кг	70 кг	80 кг	90 кг	100 кг	110 кг
0,6 бар	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,4$	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,46$	$\Phi_{\Pi} = 1,72$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\Pi} = 1,6$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\Pi} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$
0,8 бар	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\Pi} = 2,14$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,53$	$\Phi_{\Pi} = 1,99$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,46$	$\Phi_{\Pi} = 1,98$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\Pi} = 1,92$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\Pi} = 1,83$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$
1 бар	$\Phi_{\Pi} = 1,95$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\Pi} = 2,00$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,53$	$\Phi_{\Pi} = 2,05$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,46$	$\Phi_{\Pi} = 1,72$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\Pi} = 1,69$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$
1,2 бар	$\Phi_{\Pi} = 2,26$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\Pi} = 2,4$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,47$	$\Phi_{\Pi} = 2,4$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,52$	$\Phi_{\Pi} = 2,08$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\Pi} = 2,15$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,54$	$\Phi_{\Pi} = 2,21$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,57$
1,4 бар	$\Phi_{\Pi} = 2,03$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\Pi} = 2,00$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,6$	$\Phi_{\Pi} = 2,22$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,58$	$\Phi_{\Pi} = 2,13$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,56$	$\Phi_{\Pi} = 1,87$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\Pi} = 2,00$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$

По результатам работы можно сделать вывод, что наилучшее сцепление болида с дорожным полотном можно получить при давлении

внутри колеса равном 1,2 бара. При этом общая тенденция такова, что при давлении равном 90 кг коэффициент поперечного сцепления является наибольшим, а коэффициент продольного сцепления примерно равен во всех диапазонах измерений и не имеет ярко-выраженного пика в частном случае. В статичном состоянии болида распределение веса имеет примерные значения в равные 100-110 килограмм на переднюю ось, 120-140 килограмм на заднюю ось. При этом коэффициент распределения веса относительно продольной оси автомобиля равен единице и не отклоняется от него более чем на 2-4%.

Таким образом не лишним будет рассмотрение возможности применения аэродинамического обвеса для болида формулы студент. Хотя и зависимость прижимной силы от скорости является квадратичной и изменяется по параболе, прижимная сила может оказаться полезна в частных случаях. Например, при прохождении пологого затяжного поворота на скорости 40-50 км/ч прижимная сила составит 47-48 ньютон на переднем крыле, то есть на переднюю ось, и 50 ньютон на заднем крыле, то есть на заднюю ось.

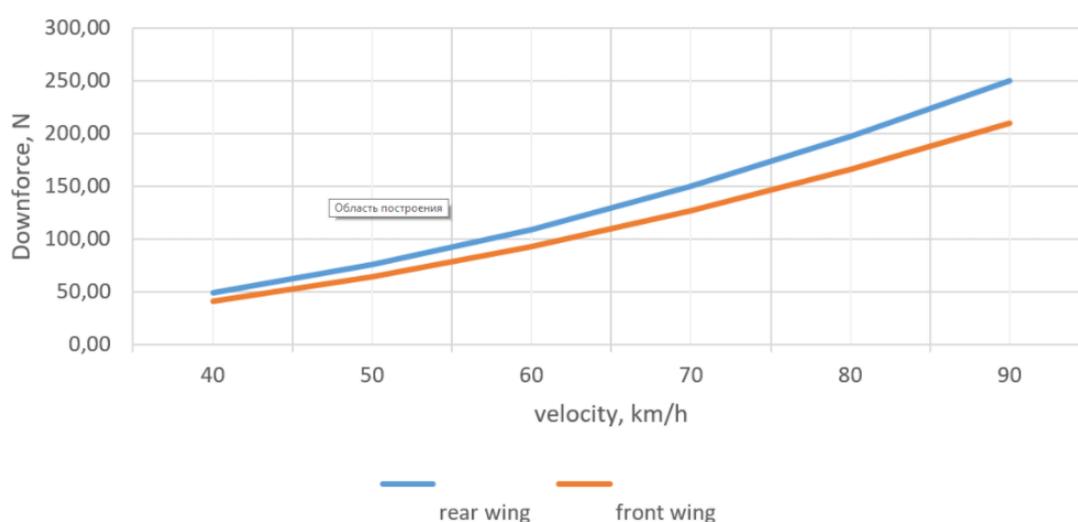


Рисунок 15 – график прижимной силы болида Scorpion G3.

Добавления нагрузки в 10 кг на ось можно достичь уже при скорости 60км/ч, что будет хорошим подспорьем для увеличения поперечных коэффициентов сцепления на входе в поворот после затяжной прямой.

2.2 Анализ влияния конструкции переднего кулака на управляемость автомобиля

Обычно под поворотным кулаком понимают передний кулак автомобиля. Потому что именно передние колёса обычно являются поворотными. Для болидов класса «Формула студент» в регламенте есть правило, которое предписывает, что рулевая система должна поворачивать именно передние колёса болида. Таким образом передним кулаком определяются достаточно важные характеристики: угол Аккермана, плечо стабилизации, плечо обката, минимальный радиус поворота, на который способен автомобиль и другие.

Рассмотрим угол наклона шкворня. Хоть и шкворень сам по себе давно не используется в подвесках автомобиля этот атавизм всё еще остался в определениях конструкции подвески. Под шкворнем при определении угла наклона шкворня понимают линию, которая соединяет верхнюю и нижнюю точки крепления кулака или же центры поворота колеса. Разделяют поперечный и продольный углы наклона шкворня. Продольный угол наклона шкворня так же называют кастором и измеряют в градусах. Проекция шкворня на землю определит плечо стабилизации колеса. Чем оно больше, тем с большей силой колесо будет стремиться вернуться в положение для прямолинейного движения. Кастор служит для создания самоцентрирующейся рулевой системы. Так же кастор служит для прогрессивного изменения развала колеса во время поворота. Чем кастор круче, тем сильнее будет изменение развала при повороте колеса вокруг

центров поворота. Поэтому угол кастора равный нулю это плохо, так как будет отсутствовать сила, которая сцентрирует колёса автомобиля, но слишком большой кастор приводит к проблемам не меньшим, чем отсутствие центрирования колёс. При движении на большой скорости большой угол кастора может привести к тому, что на рулевом колесе появятся вибрации. Так как идеально ровное дорожное полотно может быть только в гипотетической ситуации, частые и постоянно меняющиеся воздействия дорожного полотна на колесо будут неотвратимо вызывать реакцию центрирующей колеса силы, что приведет к частому изменению направления движения колёс. На автомобиле, который не оснащен системами усилителя рулевого управления это будет наиболее критично. Поэтому настройка кастора — это компромисс.

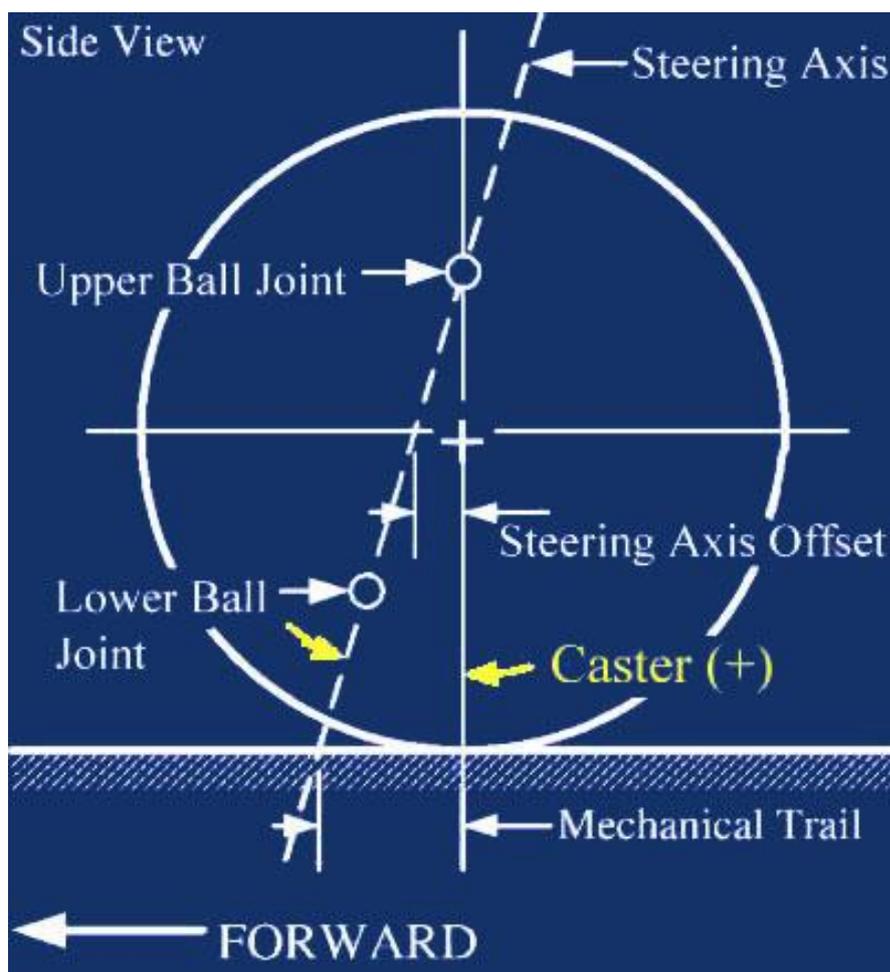


Рисунок 16 – Схематичное изображение плеча стабилизации – mechanical trail

Так же угол продольного определяет величину изменения угла развала колеса при повороте колеса. Чем больше кастор, тем больше изменится угол развала при повороте колеса из нейтрального – нулевого – положения в крайнее. Важно учесть взаимное расположение рулевой рейки и рулевой сошки кулака. При ошибке в расчетах может произойти такая ситуация, что после прохождения перпендикуляра между сошкой и рулевой тягой дальнейшее взаимное движение приведет к пересечению, контакту и деформации кулака и рулевой тяги. Так же после преодоления перпендикуляра на один миллиметр движения рулевой рейки будет приходиться намного больший поворот колеса, так как рейка и сошка будут буквально «складываться». Необходимо так же следить за развалом колес в крайних положениях, так как слишком большая величина кастора может привести к слишком большому положительному развалу, когда колесо повернуто «внутри» поворота.

Поперечный же наклон шкворня определяет плечо обката колеса. Плечом обката называется расстояние между точкой, которая является продолжением оси поворота колеса на землю, и центром пятна контакта колеса с дорожным полотном. При повороте руля колесо «обкатывается» по этому радиусу. Увеличение плеча обката ведет к тому, что при парковке и повороте руля на малых скоростях уменьшается сила, необходимая для поворота. Это было особенно актуально для автомобилей, не оборудованных усилителями рулевого управления – гидро- или электроусилителями руля. Но также со временем обнаружилось и негативное влияние слишком большого положительного плеча обката колеса. При проезде по поверхностям, имеющим различные коэффициенты сцепления, отказе тормозов с одной и сторон автомобиля и других ситуациях руль буквально «вырывало из рук». Сила, которая передавалась от колёс на рулевое колесо, была слишком

большой и ее ничего не компенсировало. Позднее в 1980х годах стало применяться и нулевое и отрицательное плечо обката, которые исключали негативное влияние положительного плеча обката на управляемость. Так, например, д.т.н. Б. Фиттерман и к.т.н. А. Диваков в своей статье для 11 выпуска журнала «За рулём» за 1989 год писали: «Во время сравнительных испытаний автомобилей с отрицательным и положительным плечами обкатки торможение производилось с начальной скорости 80 км/ч при отсутствии блокировки колес и отпущенном рулевом колесе. Один из контуров диагональной схемы привода при этом искусственно отключали. У модели с положительным плечом обкатки угол разворота относительно исходного направления движения составлял 140-160° при значительном боковом смещении. А модель с заложенным в конструкцию отрицательным плечом обкатки имела угол разворота в пределах 15-17°, то есть практически не отклонялась от первоначальной траектории. Это наглядное свидетельство несомненного преимущества отрицательного плеча обкатки при несимметричном торможении автомобиля. Особенно интересны в этой связи и полученные на испытаниях данные о величине усилия или крутящего момента, которые необходимо приложить водителю к рулевому колесу, чтобы удержать машину на желаемой траектории при торможении. Момент на руле, необходимый для этого при положительном плече обкатки, достигает примерно 130 кгс*см, то есть при радиусе рулевого колеса 20-25 см водитель должен прикладывать усилие более 5-6 кгс. На автомобиле с отрицательным плечом обкатки момент на рулевом колесе в тех же условиях ничтожно мал и колеблется около нулевого значения... Слишком большая его величина может привести к ухудшению стабилизирующих свойств рулевого управления, что придется компенсировать соответственно увеличением продольного наклона шкворня. Но такая «компенсация», в свою очередь, увеличит усилие на руле, что нежелательно.»

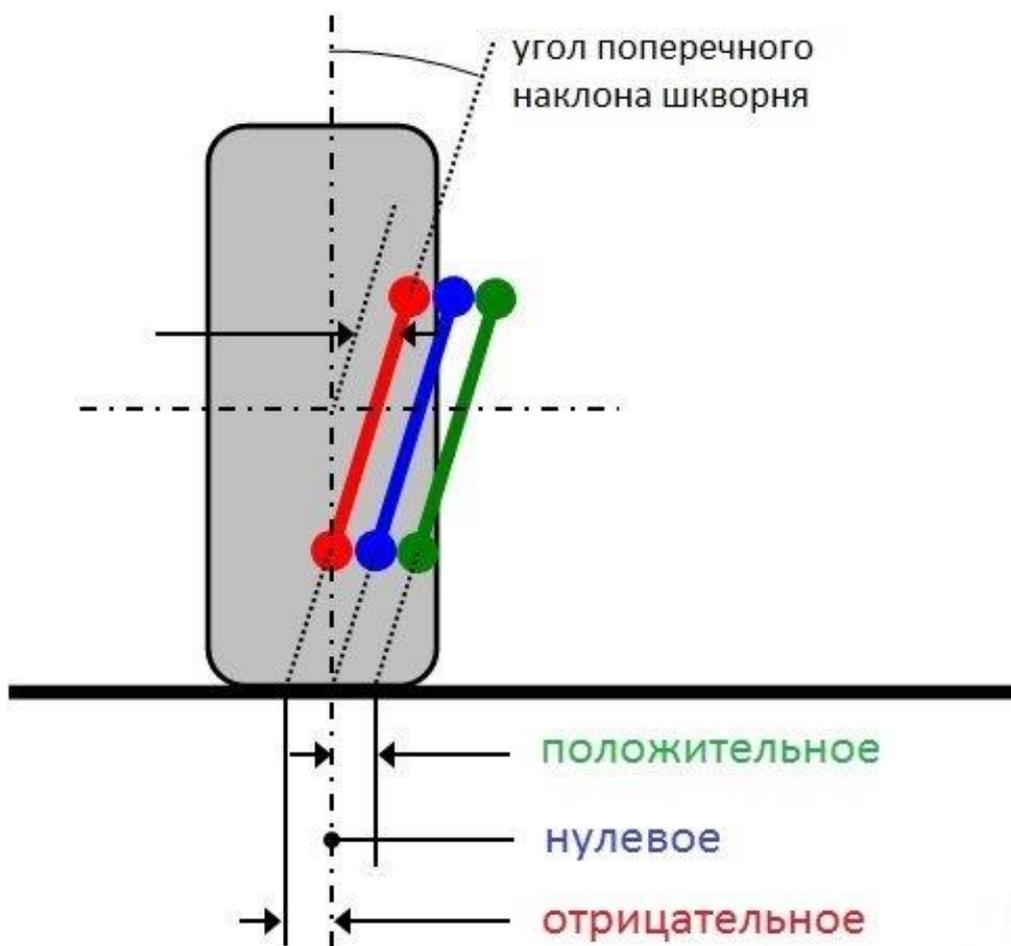


Рисунок 17 – Схематическое изображение плеча обката колеса

Угол Аккермана служит для правильного движения колёс в повороте. Так как внутреннее к повороту колесо катится по меньшему радиусу, чем наружное, его угол поворота должен быть больше. Основной принцип: угол больше – радиус меньше. Так достигается положительный угол Аккермана. Если угол Аккермана выставлен точно, то колёса катятся по радиусам поворота без проскальзывания в поперечном направлении. В противном случае колесо проскальзывает, а сцепление колеса с дорогой снижается. При слишком большом угле Аккермана возникает другая опасность. Появляется вероятность того, что слишком круто повернутое внутреннее колесо вследствие неровности дорожного полотна и неравномерности коэффициента

сцепления на его поверхности «сцепится» сильнее, чем наружное, что неизбежно приведет к заносу автомобиля с возможной потерей управления. Неправильная настройка угла Аккермана так же ведет к увеличенному износу и перегреву шин автомобиля.

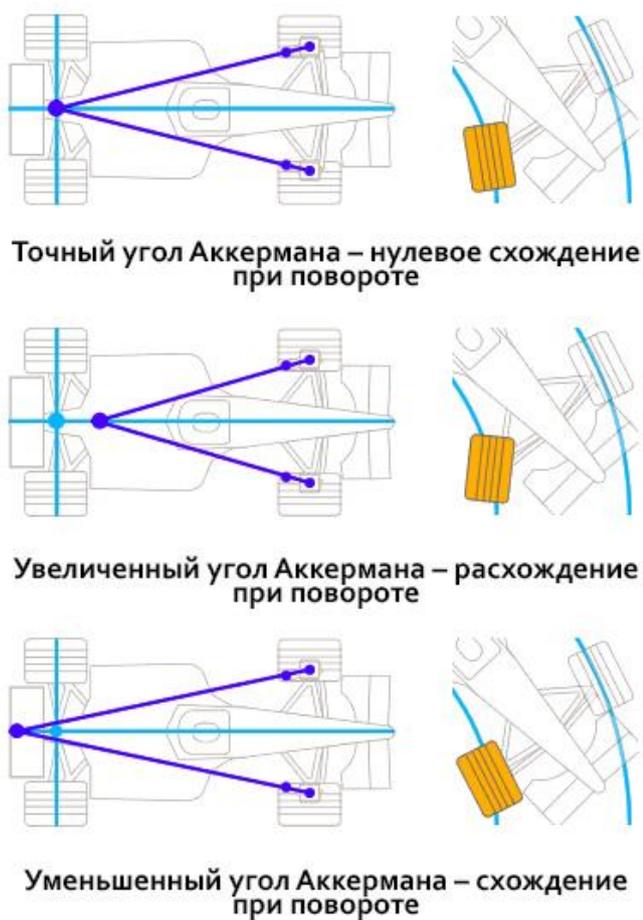


Рисунок 18 – Точный, положительный или отрицательный углы Аккермана

2.3 Анализ влияния конструкции рычагов передней подвески на управляемость автомобиля

Говоря о конструкции поворотного кулака автомобиля, мы рассматривали изменение углов установки колес в зависимости от угла поворота колес. Конструкция рычагов передней подвески влияет на углы установки колес в зависимости от прогиба подвески. Так же «геометрия» рычагов определяет координаты центров поперечного и продольного крена.

Поперечным центром крена называется теоретическая точка, вокруг которой «кренится» автомобиль при прохождении поворота.

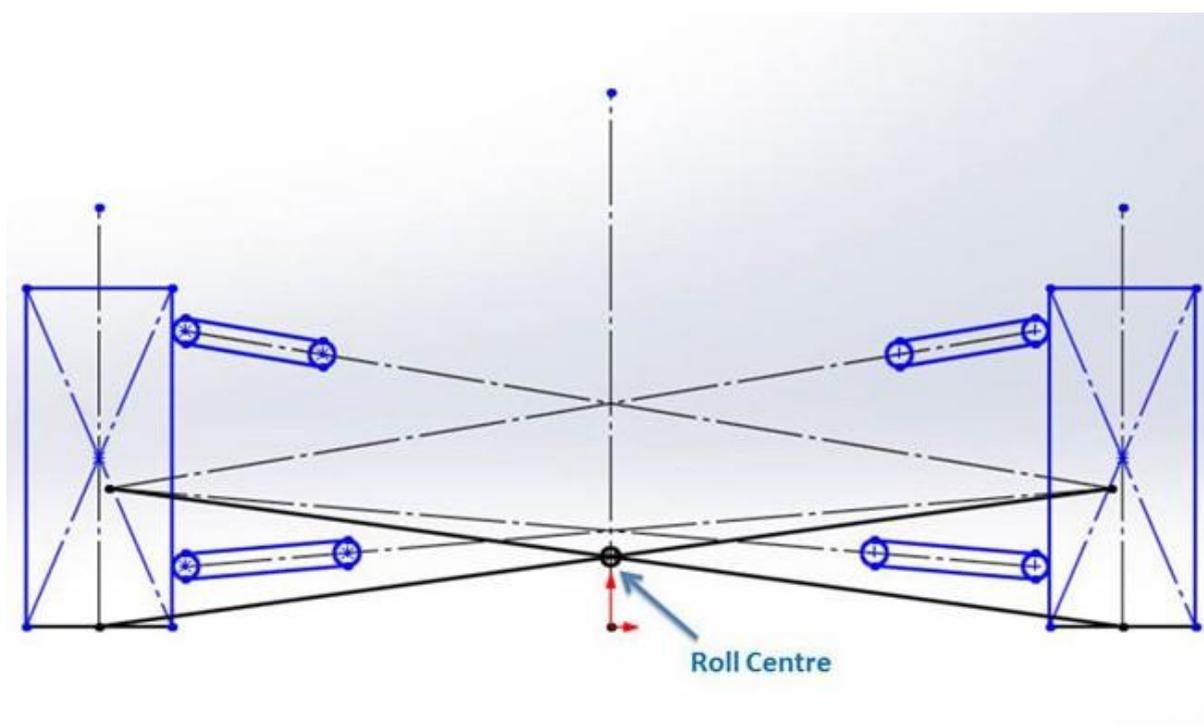


Рисунок 19 – Центр поперечного крена (Roll Centre)

Теоретический отрезок, который соединяет центр крена и центр тяжести является плечом, относительно которого все силы, влияющие на крен автомобиля при движении, действуют на него. Соответственно, чем

больше расстояние между центром крена и проекцией центра тяжести, тем большую тенденцию к кренам будет иметь автомобиль. Это наглядно демонстрируется на внедорожниках с относительно мягкой подвеской. Еще лучше это видно на внедорожниках, у которых в конструкцию подвески внесены изменения, увеличивающие дорожный просвет. Такие автомобили очень сильно кренятся при прохождении поворотов и имеют тенденцию к опрокидыванию на наклонных поверхностях.

Рассмотрим центр продольного крена. Его суть точно такая же, как и у центра поперечного крена. Это теоретическая точка, вокруг которой автомобиль будет стремиться перераспределять вес.

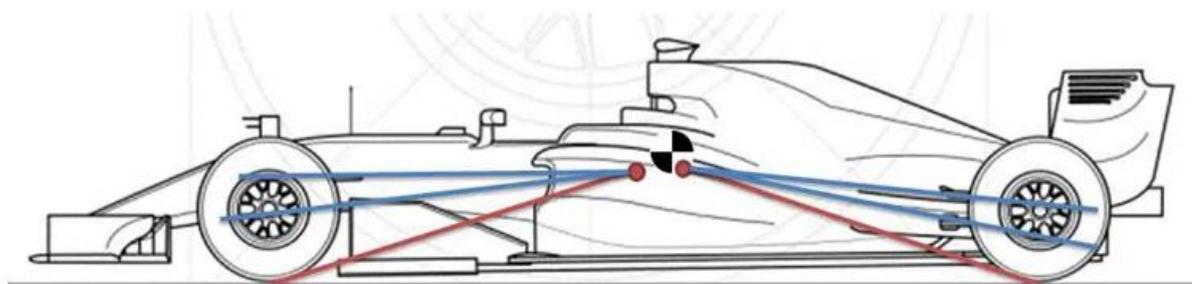


Рисунок 20 – Положение центров продольного крена

На рисунке выше синие линии строятся как продолжение проекции верхнего и нижнего рычагов передней подвески. Красная линия соединяет точку пересечения синих линий и пятен контакта колеса и по сути являются рычагами, через которые силы передаются от колеса на шасси. Красные точки – центры продольного крена передней и задней подвески.

Говоря о передней подвеске и центре продольного крена, стоит упомянуть такое явление как *Anti-dive effect*. Явление заключается в том, что при приближении центра продольного крена к центру тяжести возникает эффект сопротивления автомобиля прогибу подвески при торможении.

Эффект следует за плечом, с которым силы при распределении будут действовать на автомобиль. Чем ближе центр продольного крена передней подвески к центру тяжести, тем большая сила будет нужна, чтобы «продавить» переднюю подвеску при торможении. Грубо говоря, геометрия подвески может быть спроектирована так, что подвеска сама будет сопротивляться тому, чтобы «прогнуться» при торможении.

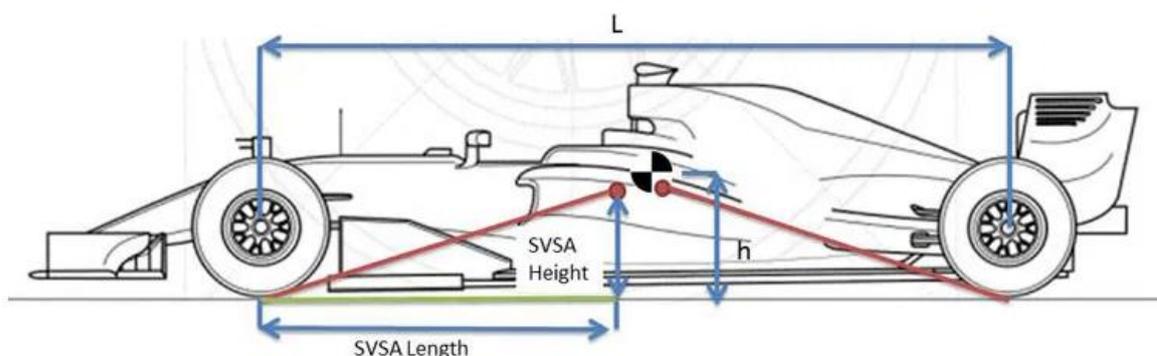


Рисунок 21 – схема для расчета Anti-dive эффекта подвески

На рисунке:

- $SVSA\ Length$ – длина от пятна контакта колеса до центра продольного крена,
- $SVSA\ Height$ – высота от пятна контакта колеса до центра продольного крена,
- h – высота центра тяжести,
- L – длина колесной базы.

Тогда расчет Anti-dive эффекта будет иметь следующий вид:

$$\% \text{ Anti-dive} = \% \text{ Тормозного усилия} \times \tan \phi_{\Pi} \times \frac{L}{H} \quad (4)$$

где:

$$\tan \phi_{\Pi} = \frac{SVSA \text{ Height}}{SVSA \text{ Length}} \quad (5)$$

Одним из немаловажных факторов при проектировании подвески на двойных поперечных рычагах является их согласованное движение при прогибе подвески. От этого зависит изменение развала колес при прогибе подвески. Ошибка в проектировании может привести к тому, что изменение развала будет чрезмерным при минимальном отклонении подвески от статического прогиба. Тогда при повороте или прохождении неровностей на трассе пилот может потерять управление, так как одно из колес потеряет сцепление с дорогой.

2.4 Анализ влияния конструкции задней подвески на управляемость автомобиля

В «Формуле Студент» запрещены управляемые задние колеса. Но при этом разрешены механизмы, которые позволяют задним колесам «подруливать» во время движения. Пункт T2.6.11 гласит, что управляемые задние колеса, которые могут управляться электрически (электроприводом), разрешены, если в конструкцию включены ограничители, которые ограничат угол поворота колес до максимальной величины равной 6-ти градусам. Команда должна будет продемонстрировать выполнение этого правила во время технической инспекции, предоставив всё оборудование для проверки.

В связи влияние конструкции задней подвески на управляемость болида относительно невелико. Необходимо помнить о центре крена и его удалении от центра тяжести автомобиля. Чем больше плечо, тем с большей силой автомобиль будет стремиться накрениться. Так же важно помнить об изменении углов установки колес. Если, например, схождение задних колес будет меняться слишком сильно при изменении прогиба подвески, автомобиль будет вести себя слишком по-разному во время разгона и торможения, когда задняя ось наиболее загружена и наиболее разгружена соответственно.

На графике ниже представлено изменение схождения задних колес болида Scorpion G2 в зависимости от хода подвески.

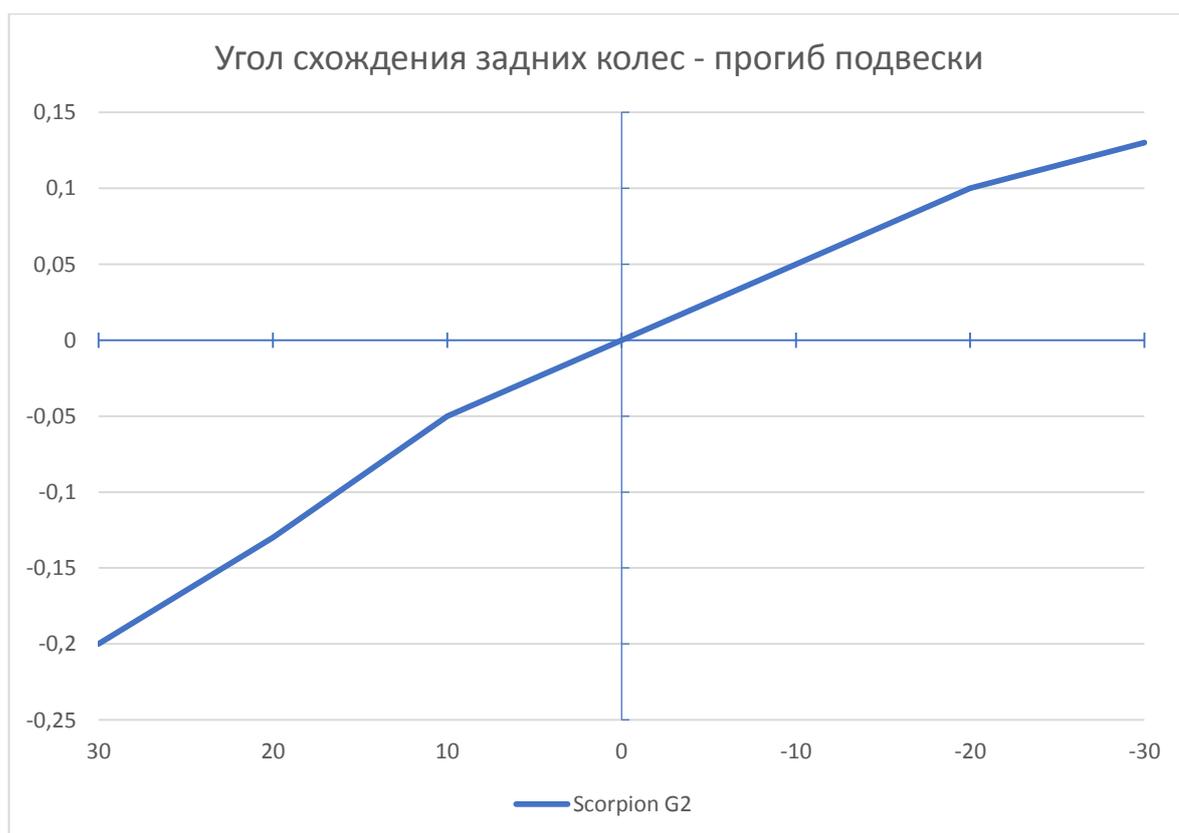


Рисунок 22 – График зависимости угла схождения задних колес от прогиба подвески

Изменение угла схождения задних колес при прогибе подвески не превышает 0,2 градуса в крайних положениях подвески или 0,8 мм. Эта величина является достаточно хорошим результатом в условиях ограниченных возможностей компоновки в связи с использованием пространственной рамы.

Так же немаловажно учитывать изменение развала при поперечных кренах автомобиля и при прогибе подвески, так как во время поворота автомобиль испытывает не только перераспределение веса, но и следующий за этим перераспределением крен.

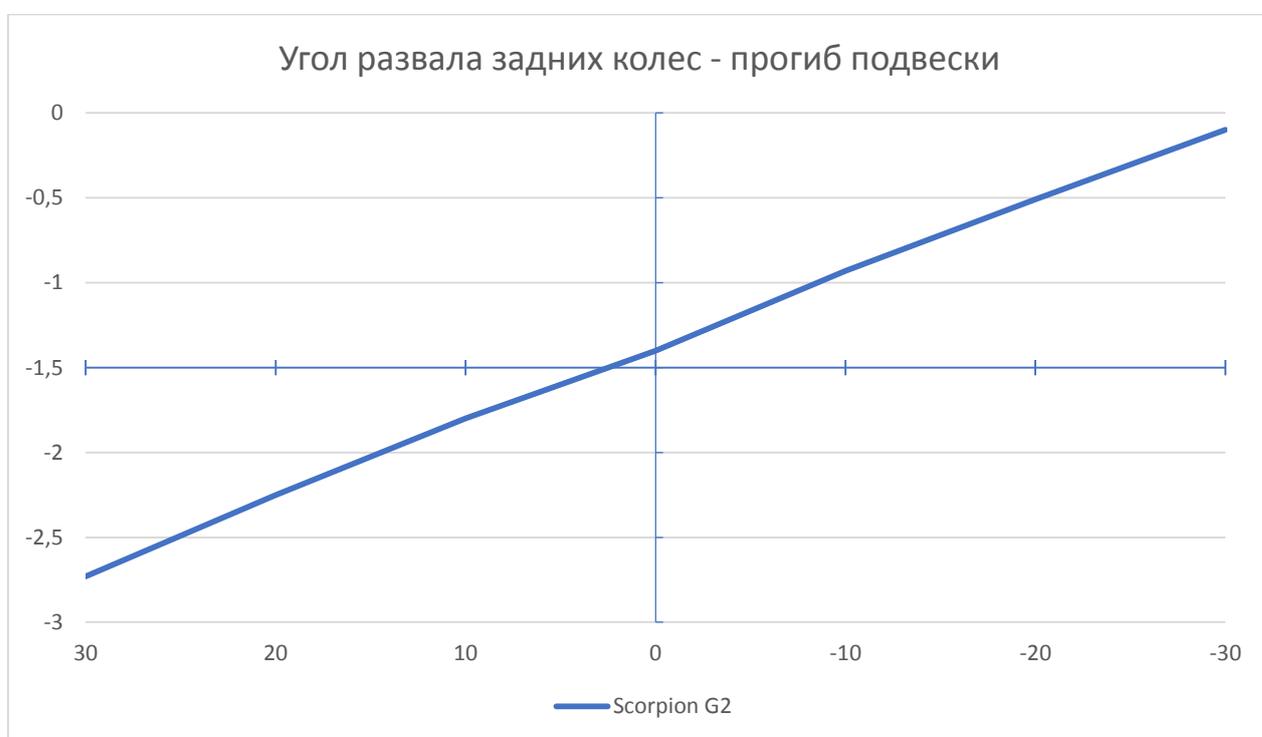


Рисунок 23 – График зависимости угла развала задних колес от прогиба подвески

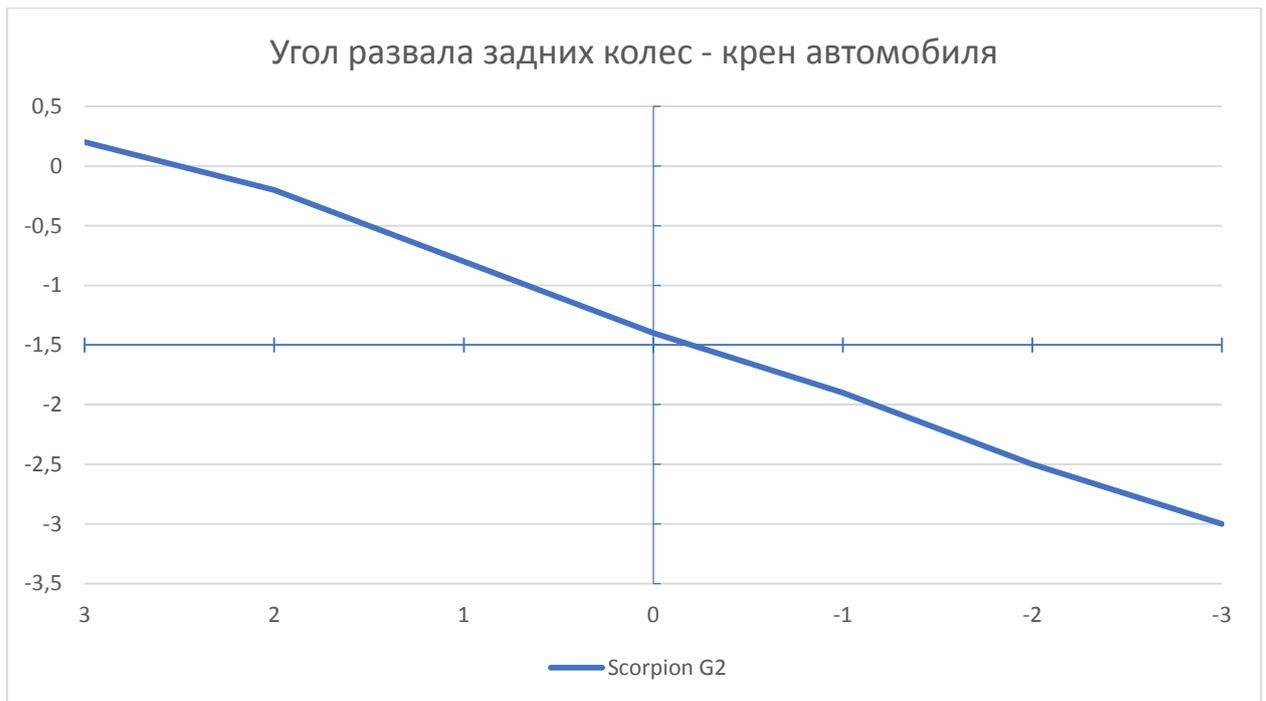


Рисунок 24 – График зависимости угла развала задних колес от крена автомобиля.

Как видно из графика обе величины находятся около 0 градусов в крайних положениях. Это значит, что при критических режимах движения в повороте внешнее колесо будет стоять перпендикулярно дороге и иметь максимальное пятно контакта. В этот же момент из-за распределения веса при прохождении поворота внешние колеса будут максимально нагружены. Учитывая эти факторы, справедливо то, что колесо будет работать максимально эффективно в данный момент.

По аналогии с передней подвеской для задней характерен эффект Anti-squat, который заключается в способности задней подвески «сопротивляться» прогибу при ускорениях.

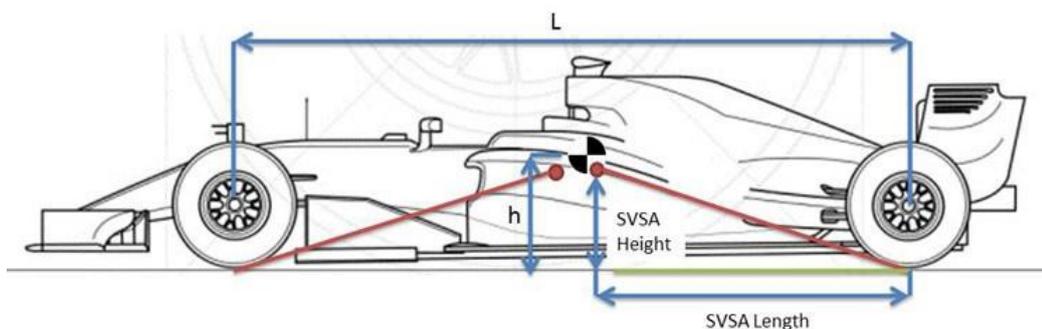


Рисунок 25 – Центр продольного крена для задней подвески

На рисунке:

- SVSA Length – расстояние вдоль продольной оси автомобиля от пятна контакта колеса до центра продольного крена,
- SVSA Height – расстояние вдоль вертикальной оси автомобиля от пятна контакта колеса до центра продольного крена,
- h – высота центра тяжести,
- L – длина колесной базы.

Тогда расчет Anti-squat эффекта будет иметь следующий вид:

$$\% \text{ Anti-squat} = \frac{\frac{SVSA \text{ Height}}{SVSA \text{ Length}}}{\frac{h}{L}} \times 100 \quad (6)$$

2.5 Выводы по главе 2

Таким образом, геометрия передней подвески автомобиля влияет на такие важные параметры, как плечо обката, плечо стабилизации, центр крена и угол Аккермана. Угол развала и схождения передних колес являются параметрами настраиваемыми и во время тестов, основываясь на обратной связи от пилота, могут быть настроены под ту или иную конфигурацию

трассы, если это потребуется. Справедливым будет отметить, что именно конструкция передней подвески вместе с рулевой системой оказывает наибольшее влияние на управляемость автомобиля, тогда как геометрия задней подвески влияет лишь косвенно. При этом геометрия передней подвески должна быть спроектирована так, чтобы в любых условиях обеспечивать максимальное сцепление управляемых колес с дорогой. С задней подвеской наибольшее значение имеет положение центра крена и величина изменения углов установки колес при изменении положения подвески (крены, прогиб).

3. Исследование влияния упругих характеристик подвески болида класса «Формула студент» на управляемость автомобиля

3.1 Что такое упругие характеристики подвески автомобиля

Упругой характеристикой подвески называется зависимость вертикальной нагрузки на колесо от прогиба подвески, измеряемого над осью колеса. Так как из-за влияния многих факторов эта характеристика для хода сжатия и хода отбоя неодинакова, за упругую характеристику условно принимают среднюю линию между ними.

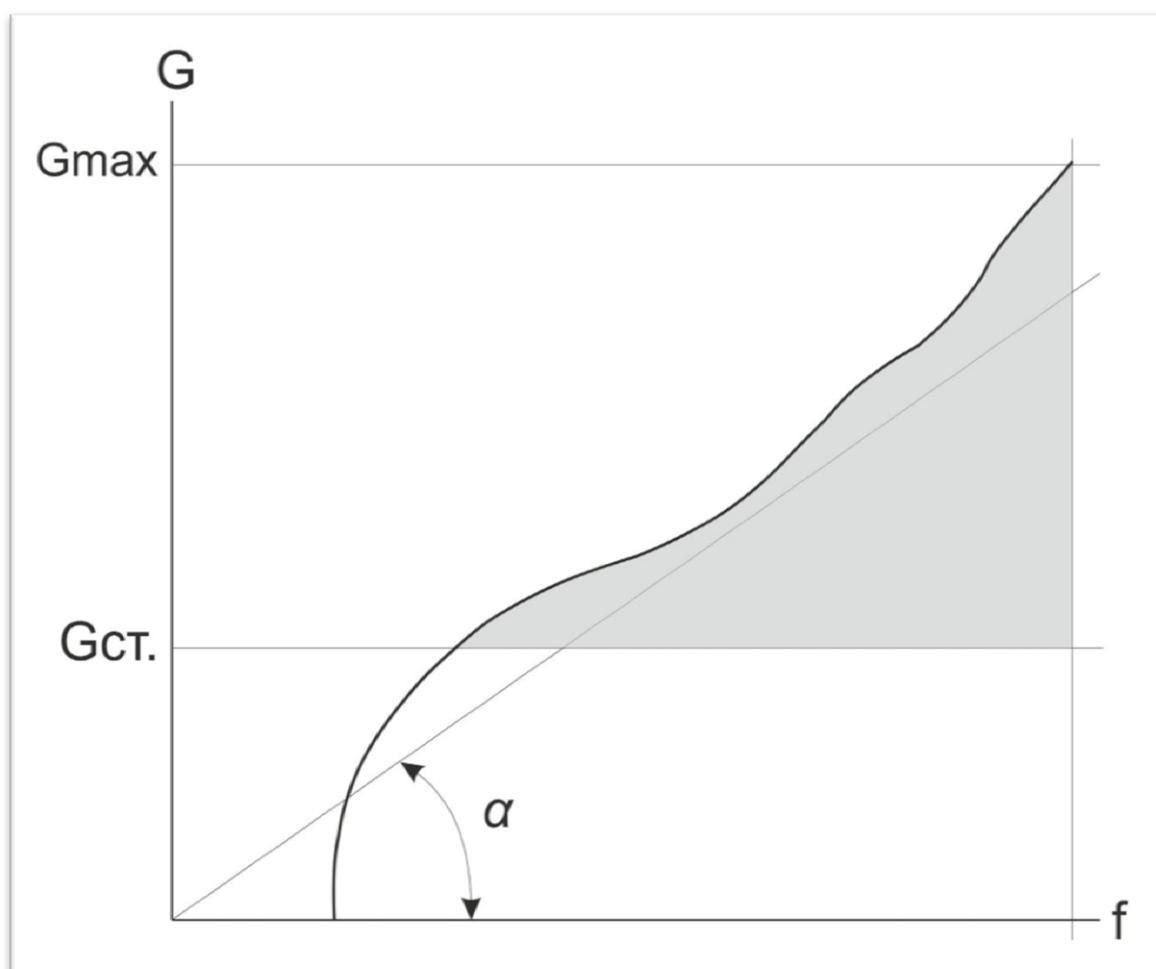


Рисунок 26 – условный график упругой характеристики подвески

Упругие свойства подвески характеризуют следующие параметры:

- **Статический прогиб или статический ход** – величина прогиба подвески под действием статической нагрузки. Например, для внедорожных автомобилей статический прогиб подвески может составлять 85-100 мм. Для болидов «Формула Студент» в соответствии с пунктом T2.3.1 регламента FS Rules лучшим выбором статического прогиба будет являться величина равная 25-30 мм.
- **Динамический ход** – прогиб подвески под воздействием сил реакции дороги при движении. Равен ходу подвески от полной статической нагрузки до полного прогиба ограничителя хода подвески (обычно – резиновый буфер). Максимум хода ограничен возможностями кузова, а также величиной прогиба, при которой изменение углов установки колёс становится опасным для продолжения движения на автомобиле. При полном ходе сжатия должен остаться запас по ходу штока амортизатора, а витки пружины не войти в контакт друг с другом. Статический и динамический прогибы подвески вместе составляют *полный ход (прогиб) подвески*. Например, в конструкцию автомобиля ГАЗ-21 был заложен статический прогиб 87 мм, динамический ход 101 мм, а полный, соответственно, - 188 мм. Такая подвеска была комфортна для дорог любого качества. Для болидов «Формула студент» в соответствии с тем же пунктом T2.3.1, который я упоминал ранее, наиболее благоприятном вариантом будет выбор статического прогиба в размере 25-30 мм, динамического хода – 25-30 мм, и полного хода 50-60 мм. В соответствии с этим же пунктом минимальный полный ход подвески болида с пилотом должен составлять 50 мм.

- **Жесткость (хода) подвески** – это тангенс угла α наклона касательной к графику упругой характеристики подвески (в упрощенном виде тангенс угла наклона кривой относительно оси абсцисс). Единица измерения – Ньютон на миллиметр.
- **Энергоёмкость подвески** – по сути является отношением вертикальной нагрузки при полном динамическом прогибе к нагрузке при статическом прогибе. Энергоёмкость показывает способность подвески накапливать потенциальную энергию при сжатии, чтобы исключить разрушающее воздействие сил реакции дороги (работа «на пробой»). Увеличение энергоёмкости возможно с помощью увеличения ходов подвески или при увеличении силы, необходимой для сжатия подвески, то есть при увеличении *жесткости подвески*. На практике для автомобилей применяют упругие элементы прогрессивной жесткости (пружины-бочки или конусы, пружины с переменным шагом спиралей), а также добавляют в конструкцию резиновые элементы.

Далее рассмотрим влияние отдельных характеристик на управляемость болида.

3.2 Влияние жесткости подвески на управляемость болида

Подвеска играет большую роль в автомобиле. Эти элементы конструкции не только соединяют кузов(раму) с колесами, но и оказывают огромное влияние на поведение автомобиля на дороге. Зачастую «комфортность» подвески определяет комфортность автомобиля.

Немалую роль в поведении подвески оказывают настройки жесткости. Жесткая подвеска не поможет сделать автомобиль более комфортным, но может позволить водителю быстрее и активнее проходить повороты за счет

уменьшения кренов и уменьшенного перераспределения веса. Но слишком жесткая подвеска может сделать из автомобиля подобие большого и очень тяжелого карта. Настройки такого типа подходят для очень малого количества ситуаций и точно не подходят для автомобиля для дорог общего пользования. Несмотря на то, что жесткая подвеска является прерогативой спортивных автомобилей, очень жесткая подвеска подходит не для всех трасс и погодных условий, поэтому зачастую у команд есть наборы настроек подвески для разных трасс.

Под жесткостью подвески понимают силу, которую необходимо приложить, чтобы прогнуть подвеску на 1 мм. При использовании разных упругих элементов жесткость подвески может быть как линейной так и нелинейной.



Рисунок 27 – гоночная Lada Vesta WTCC TC1

На рисунке наглядно видно отрыв заднего внутреннего (по отношению к повороту) колеса от дорожного полотна. Это – гоночный автомобиль класса WTCC – серия кольцевых гонок на кузовных автомобилях. Такая ситуация часто возникает во время гонки, так как у этих автомобилей очень жесткая подвеска с очень малыми ходами (ход сжатия > ход отбоя), чтобы сцепление колёс в повороте было максимальным. Поэтому при прохождении поворотов вкуче с торможением, когда распределение веса достигает максимума на переднем внешнем колесе, а на заднем внутреннем вес стремится к нулю, колесо может оторваться от земли.



Рисунок 28 – Ваз 2104 в повороте

В противовес рассмотрим Ваз 2104 во время прохождения поворота на тестах журнала Авто Ревю. В повороте у Жигулей от земли оторвалось переднее внутреннее колесо. При этом на картинке видно насколько сильно отклонилась от состояния спокойствия шина на переднем внешнем колесе. Подвеска у Жигулей в отличии от спортивного автомобиля очень мягкая и

направлена на комфортную и спокойную езду по дорогам общего пользования. Хода подвески при этом явно больше.

Для регулировки и настройки жесткости можно применять разные способы:

- Изменение жесткости упругого элемента
- Изменение жесткости амортизаторов с помощью регулировок скорости отбоя и сжатия.
- Использование стабилизатора поперечной устойчивости.

Рассмотрим эти способы подробнее. Для автомобилей допускается и приветствуется использование упругих элементов разной жесткости для передней и задней оси. На выбор первоначальной жесткости рессоры влияют проектируемые параметры подвески и автомобиля. А конкретно: высота центра тяжести, высота центра крена для каждой оси, распределение веса по осям, общая масса автомобиля. Затем во время тестов проектируемого болида жесткость рессоры может поменяться в зависимости от отзывов пилотов. Так было на болиде Scorpion G3, когда задняя подвеска оказалось слишком жесткой и статический прогиб подвески составлял всего 15 мм вместо положенных 25.

Для болидов формулы студент принято использовать пружины с линейной характеристикой жесткости, как и на другие спортивные автомобили.

С помощью регулировок амортизатора можно настроить остаточные колебания подвески после прогиба и отбоя. Если слишком сильно «разжать» амортизаторы, то при проезде по неровностям на трассе автомобиль будет похож на детскую игрушку попрыгунчик несколько раз «подпрыгивая» при движении по ровному участку дорожного полотна. Так же уменьшив скорость сжатия амортизатора, можно уменьшить крены автомобиля в коротких поворотах, так как амортизатор будет сильнее препятствовать

сжатию подвески. Увеличив скорость отбоя, можно увеличить контакт шины с дорожным полотном на внешнем к повороту колесе.

Применение стабилизатора поперечной устойчивости распространено и на автомобили для дорог общего пользования. Стабилизатор работает во время кренов автомобиля, противодействуя им. При этом его роль при одновременном сжатии обоих колес на одной оси сводится к нулю. В большинстве своем стабилизаторы представляют собой торсионы, крепящиеся непосредственно к кулакам подвески, так как прогиб подвески там максимальный. В спортивных автомобилях его роль очень важна, так как стабилизатор позволяет «прижимать» внешнее колесо к дорожному полотну, тем самым увеличивая сцепления колеса с дорогой, а значит скорость прохождения поворота.

Например, на автомобилях для дрифта делают очень жесткую заднюю подвеску, так как важна стабильность задней оси и минимальные ее крены, и достаточно мягкую переднюю подвеску для того, чтобы передние колеса всегда были в контакте с асфальтом и имели максимум сцепления. При этом жесткая задняя подвеска не дает автомобилю сильно крениться, что положительно сказывается на движении в скольжении.

Рассмотрим случаи, когда нужна настройка жесткости подвески. Если пилот жалуется на слишком большие крены автомобиля в повороте, стоит сделать подвеску жестче и установить стабилизатор поперечной устойчивости.

Недостаточная или избыточная поворачиваемость может так же являться следствием неправильной настройки жесткости подвески. Избыточная жесткость подвески может привести к недостатку или отсутствию кренов автомобиля вообще, что негативно скажется на управляемости, так как распределение веса будет неэффективным и шины автомобиля не смогут работать «на полную». Слишком мягкая подвеска, наоборот, приведет к избыточным кренам, что вызовет слишком сильное

перераспределение веса и дисбаланс веса на колесах. Например, на болиде Black Bullet после первых соревнований был применен стабилизатор поперечной устойчивости для задней оси, так как задняя подвеска автомобиля была слишком мягкой и во время прохождения дисциплины Skid-Pad заднее внутреннее колесо автомобиля слишком сильно разгружалось, что приводило к пробуксовке этого колеса и снижению темпа на круге. Болид Scorpion G2 имел слишком жесткую подвеску и недостаточную поворачиваемость. Установка пружин с меньшим коэффициентом жесткости позволило исправить эту ситуацию.

3.3 Исследование влияния иных упругих характеристик подвески

Рассмотрим статический прогиб подвески. Для болидов класса «Формула студент» его минимальная величина продиктована регламентом соревнований. Статический прогиб не может составлять меньше 25 мм, так как ход подвески из статичного состояния должен составлять по 25 мм на сжатие и отбой. При этом клиренс автомобиля должен составлять минимум 30 миллиметров. Для примера: эффективный и достаточный статический прогиб легкового автомобиля должен составлять 150...300 мм. Такие данные справедливы для автомобилей для дорог общего пользования с возможностью применения их для преодоления несложных внедорожных условий – проезд по полю, глубоким ямам, грунтовыми дорогам или дорогам со щебеночным покрытием. Статический прогиб подвески, по факту, определит высоту центра тяжести автомобиля над дорогой, что в свою очередь повлияет на силу, с которой будет стремиться крениться автомобиль. Кроме кренов высота центра тяжести автомобиля важна и во многих иных ситуациях. Поэтому расчет статического прогиба подвески для спортивного автомобиля имеет немаленькое значение. Для болидов «Формулы Студент» в свою очередь немаловажно сделать центр тяжести как можно ближе к дороге,

так как во время прохождения технической инспекции одним из ее этапов станет тест на наклонном столе, во время которого, верхние колеса болида не должны оторваться от поверхности.

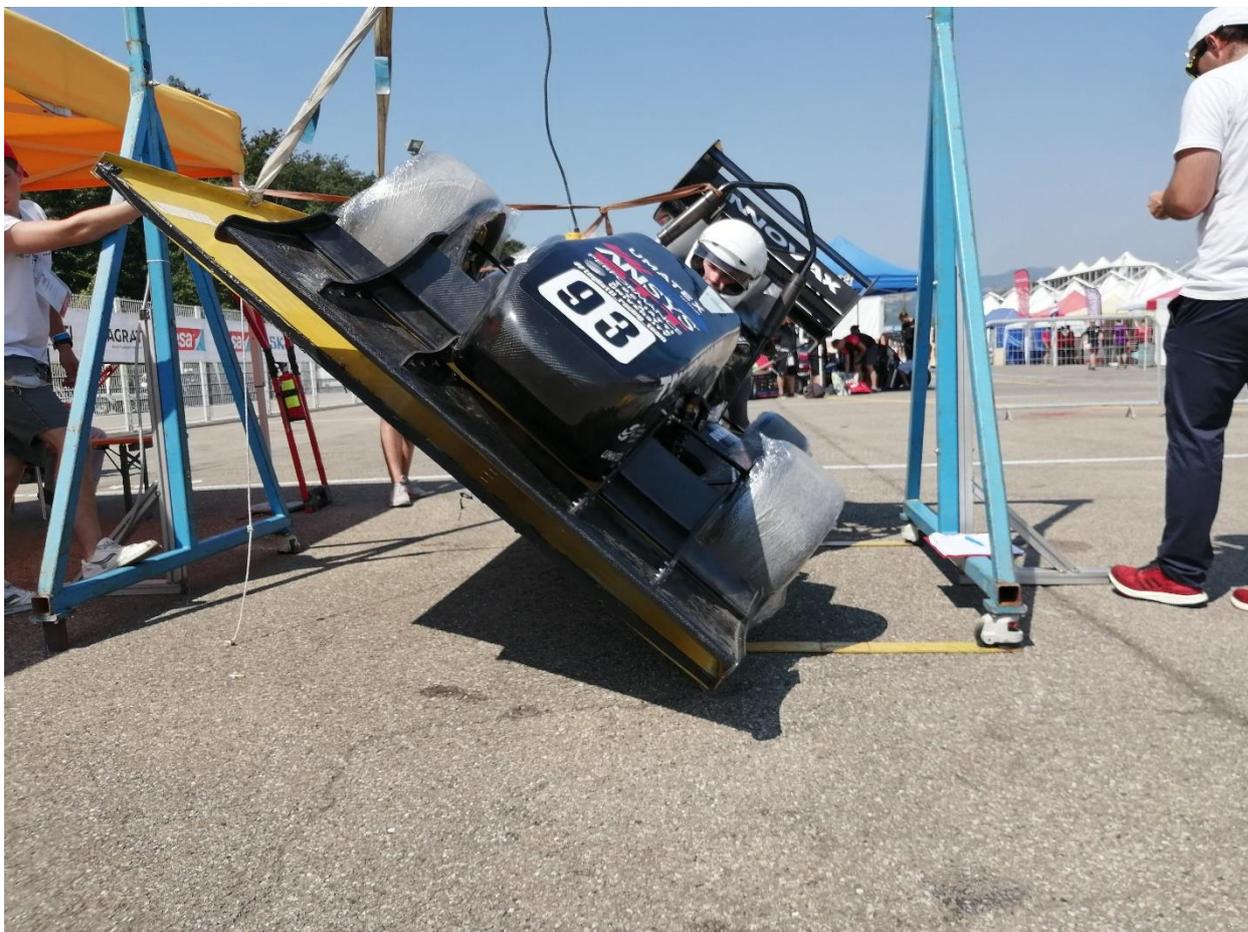


Рисунок 29 – Тест на наклонном столе FS Italy 2019

Рассмотрим динамический ход подвески. Динамическим ходом называется ход подвески от статического прогиба до полного сжатия. Минимальный динамический ход так же регламентирован и должен составлять 25 миллиметров. При этом необходимо учесть, что при полном сжатии подвески любой элемент болида, будь то пространственная рама или же элемент обвеса, не должен контактировать с дорожным полотном. По

усмотрению судей, касание любой части болида дорожного полотна может быть наказано вплоть до дисквалификации команды с дисциплины с обнулением результата попытки, во время которой касание было зафиксировано. Так же необходимо учитывать, что конструкцией подвески была выбрана подвеска на двойных поперечных рычагах. Необходимо не забывать о том, что неправильно рассчитанная геометрия подвески такого типа неизбежно приведет к огромным по модулю изменениям углов установки колес. Это сделает автомобиль около неуправляемым, и, естественно, отрицательно скажется на результатах, которые пилоты покажут во время динамических испытаний болида на соревнованиях. Так же необходимо учесть, что пункт T10.1.6 регламента соревнований FS Rules гласит, что любое болтовое соединение на раме, которое выполнено по средствам скоб или пластин, должно иметь дистанцию от отверстия до края детали равное 1.5 диаметра отверстия. То есть при креплении деталей подвески к раме, пластина, через которую проходит болт должна иметь минимум 12 мм расстояния от отверстия до края. При неправильной проектировке, а именно, слишком маленьком расстоянии между двумя пластинами, где будет зафиксирован рычаг, при ходах подвески рычаг может упереться в пластину, выгибая ее. Такая ситуация отрицательно скажется на прочности конструкции.

Рассмотрим энергоемкость подвески. Сама по себе энергоемкость не сможет повлиять на управляемость. Но будучи характеристикой, которая зависит от жесткости и хода подвески косвенно отражает общую картину настройки подвески.

Энергоемкость ~ Жесткость × Ход подвески

Но также энергоемкость в большинстве случаев определяет именно комфортность подвески и ее способность «проглатывать» ямы. Для спортивных автомобилей, предназначенных для езды по специально подготовленным трассам, данная характеристика в таком контексте имеет

минимальное значение. Однако, способность эффективно накопить потенциальную энергию от сил реакции дороги и применить ее для ускорения восстановления сцепления с дорогой после конца воздействия этих сил очень важна для спортивного автомобиля. На амортизаторах для болидов «Формулы Студент» обычно есть клапаны для настройки скорости сжатия и отбоя в двух диапазонах: когда воздействие резкое и когда воздействие плавное.

3.4 Выводы по главе 3

Таким образом, наибольшее влияние на управляемость болида оказывают жесткость подвески и полный ход. Все остальные характеристики являются производными от них. Под жесткостью подвески стоит понимать не только жесткость амортизаторов, но и взаимную жесткость левой и правой сторон относительно друг друга. Путем использования стабилизаторов поперечной устойчивости возможно достичь желаемых параметров поперечной жесткости без чрезмерного увеличения жесткости подвески в целом. Так же необходимо помнить о положении центра тяжести болида в пространстве. Компоновка болида и компоновка подвески должны быть скоррелированы в процессе проектирования. Так же необходимо учесть отзывы пилотов во время тестовых заездов, чтобы получить обратную связь и своевременно изменить настройки демпфирующих элементов. В целом в процессе проектирования нельзя забывать о корреляции геометрии подвески с ее упругими характеристиками, иначе достижение «адекватного» поведения подвески болида на трассе будет невозможно, что скажется на удобстве управления, а следовательно, на времени прохождения круга.

4 Расчет точек передней и задней подвесок болида в программе Lotus Suspension. Сравнение разных конфигураций

4.1 Описание программы Lotus Suspension Analysis и работы в ней

Программа Lotus Suspension Analysis была разработана компанией Lotus Engineering и является почти единственной и относительно доступной в своей роде программой, позволяющей рассчитать статическое и динамическое поведение подвески автомобиля. Эта программа позволяет построить и просчитать почти любой тип подвески: двойные поперечные рычаги с пуш-родом, пул-родом или амортизатором-тягой, подвеску типа МакФерсон, зависимую подвеску с балкой или мостом. Результатом расчетов будет являться динамическая модель подвески, на которой будут отражены как в графическом виде так и в виде упрощенной математической модели многие характеристики: углы развала, кастора, угол Аккермана, динамический центр крена, изменение углов развала и схождения как при крене так и при ходах подвески и иные характеристики.

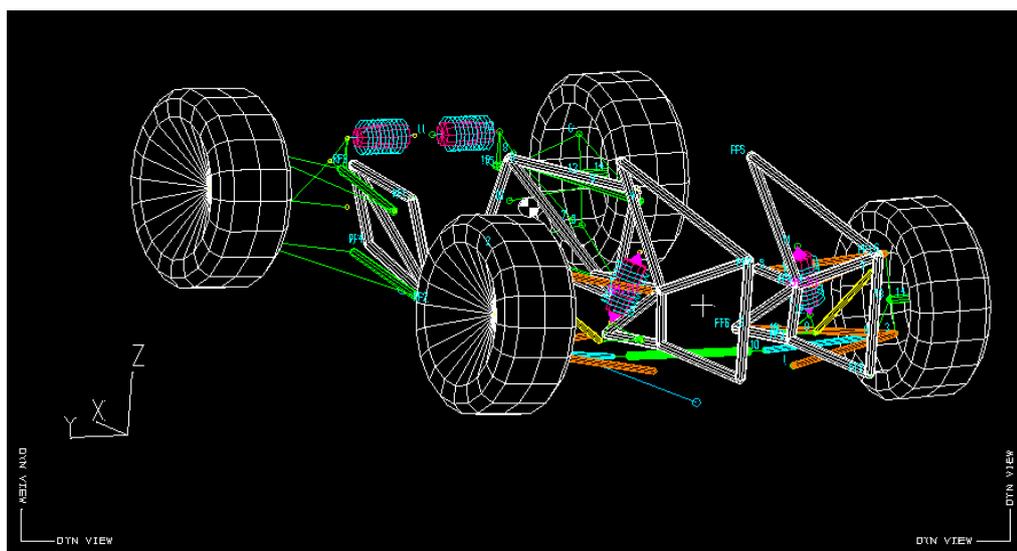
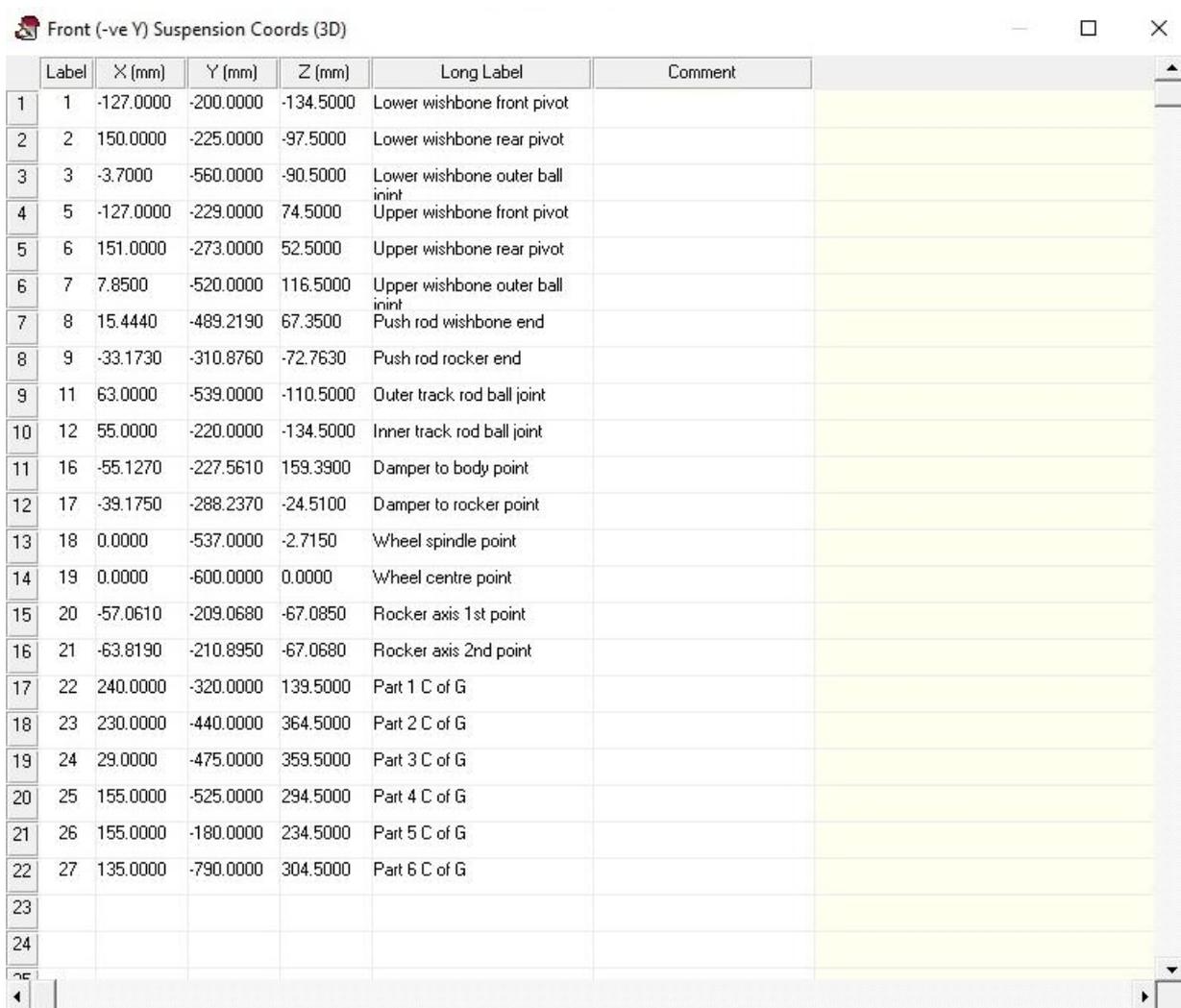


Рисунок 30 – упрощенная 3D модель автомобиля в Lotus Suspension

Для того, чтобы начать работу и анализ данных в LSA (Lotus Suspension Analysis) нужно ввести вводные данные. Вводными данными будут являться длина колесной базы, ширина передней и задней колеи, положение центра тяжести автомобиля, точки крепления рычагов к шасси, точки крепления рычагов к кулакам, центр колеса, радиус качения колеса, расположение амортизаторов и их тяг. Для того чтобы иметь точные данные для первого заполнения в LSA нужно построить 3D модель автомобиля в CAD программе и занести координаты точек с 3D модели в LSA.



	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label	Comment
1	1	-127.0000	-200.0000	-134.5000	Lower wishbone front pivot	
2	2	150.0000	-225.0000	-97.5000	Lower wishbone rear pivot	
3	3	-3.7000	-560.0000	-90.5000	Lower wishbone outer ball joint	
4	5	-127.0000	-229.0000	74.5000	Upper wishbone front pivot	
5	6	151.0000	-273.0000	52.5000	Upper wishbone rear pivot	
6	7	7.8500	-520.0000	116.5000	Upper wishbone outer ball joint	
7	8	15.4440	-489.2190	67.3500	Push rod wishbone end	
8	9	-33.1730	-310.8760	-72.7630	Push rod rocker end	
9	11	63.0000	-539.0000	-110.5000	Outer track rod ball joint	
10	12	55.0000	-220.0000	-134.5000	Inner track rod ball joint	
11	16	-55.1270	-227.5610	159.3900	Damper to body point	
12	17	-39.1750	-288.2370	-24.5100	Damper to rocker point	
13	18	0.0000	-537.0000	-2.7150	Wheel spindle point	
14	19	0.0000	-600.0000	0.0000	Wheel centre point	
15	20	-57.0610	-209.0680	-67.0850	Rocker axis 1st point	
16	21	-63.8190	-210.8950	-67.0680	Rocker axis 2nd point	
17	22	240.0000	-320.0000	139.5000	Part 1 C of G	
18	23	230.0000	-440.0000	364.5000	Part 2 C of G	
19	24	29.0000	-475.0000	359.5000	Part 3 C of G	
20	25	155.0000	-525.0000	294.5000	Part 4 C of G	
21	26	155.0000	-180.0000	234.5000	Part 5 C of G	
22	27	135.0000	-790.0000	304.5000	Part 6 C of G	
23						
24						
25						

Рисунок 31 – Таблица для внесения координат точек подвески

После того как все данные будут введены, программа позволит вывести на экран графики изменения всех характеристик, что были перечислены выше. Графики, как и упрощенную математическую модель, можно вывести как для двух осей автомобиля сразу, так и для каждой по отдельности. В программе так же можно создать отчет в формате txt. с заданием точности выдаваемых данных. Данные могут быть представлены для состояния подвески как через 1 мм хода, так и через 5. Чрезмерная точность снизит информативность графиков, но сделает отчет в текстовой форме более точным.

Так же одним из преимуществ программы можно считать возможность запустить анимацию, которая покажет, как двигается подвеска при прогибах и перемещении рейки. Это может помочь обнаружить проблемы, которые могут быть не замечены при проектировании подвески в CAD-программах: например, пересечения траекторий, засечки или неправильная динамика движения.

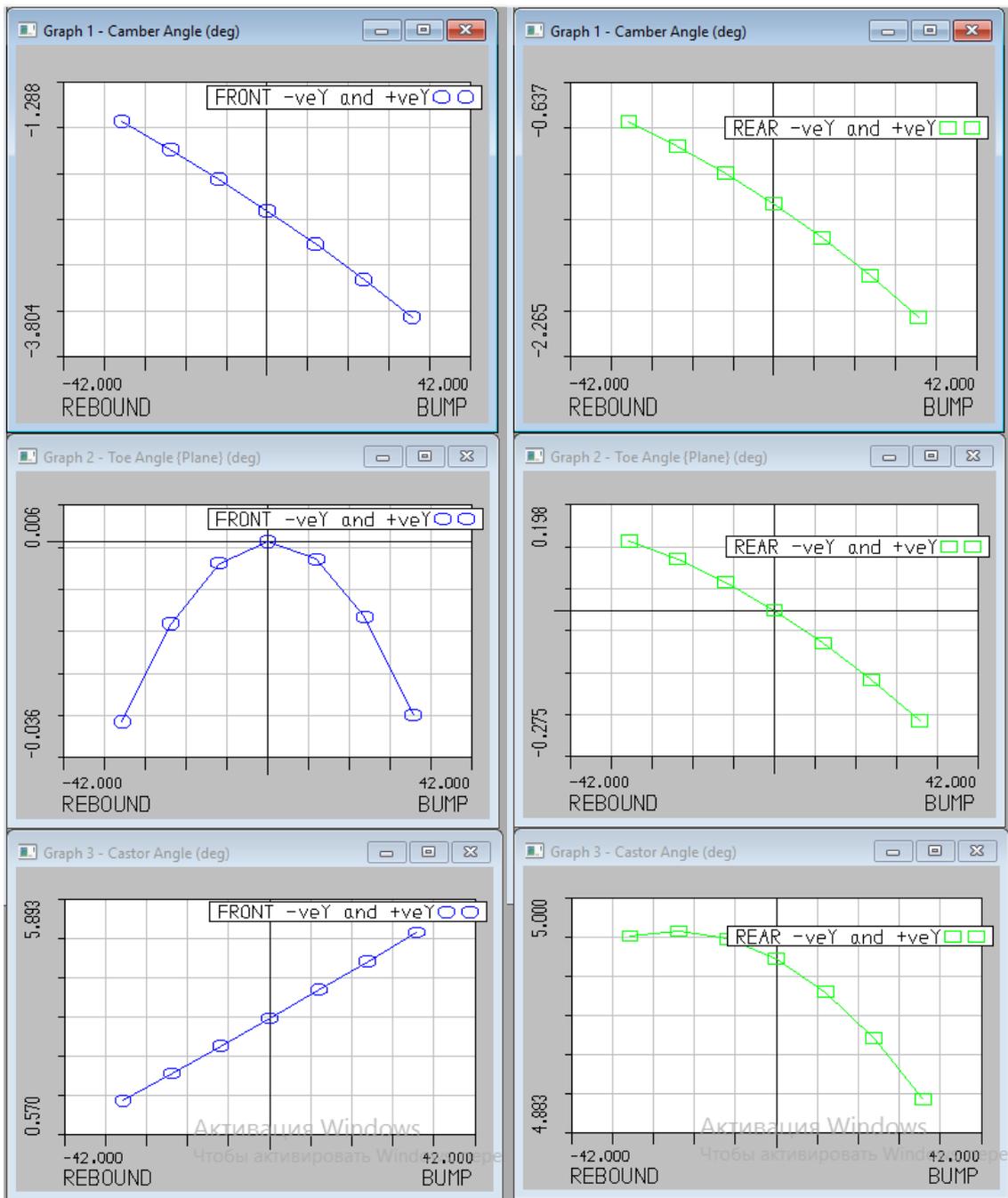


Рисунок 32 – Графики изменения углов установки колёс

4.2 Расчет точек передней и задней подвесок

Для начала было необходимо определить колесную базу и колею. Было принято решение придерживаться колесной базы чуть выше максимума, а

именно 1530 мм, заднюю колею спроектировать чуть уже передней, а соответственно 1200 и 1150 мм. Такая конфигурация подвески отлично показала себя на болидах прошлых лет команды Togliatti Racing Team Тольяттинского государственного университета. Вопреки тому правилу, что проектирование автомобиля должно начинаться с системы подвески, передо мной стояла задача «подогнать» новую подвеску под новую раму болида. Необходимо было поместить точки крепления подвески в узлы схождения труб рамы, чтобы не снижать прочность и жесткость конструкций. Соответственно все точки крепления рычагов к раме имели очень малый диапазон регулировок в пространстве. Размещение задней оси зависело от габаритов рамы и положения двигателя, так как необходимо было, чтобы привода колес не отклонялись от нормали к дифференциалу. Размещение передней оси так же зависело от компоновки рулевой системы и структуры рамы. Так как было принято решение использовать рулевую систему без редуктора, только с использованием карданной передачи, необходимо было выдержать расстояние между рулем и рулевой рейкой, чтобы обеспечить углы между валами в рабочем диапазоне карданной передачи, то есть не больше 30 градусов для тех карданов, которые были выбраны командой.

После анализа всех данных размещения колес болида в 3Д модели и первоначального размещения точек крепления рычагов к раме встала задача проектирования точек крепления рычагов к кулакам. Необходимо было учесть тот факт, что автомобиль не может быть оборудован системами усиления рулевого управления, поэтому плечо обката должно было быть не нулевым. Так же необходимо было уменьшить плечо стабилизации для облегчения рулевого управления при движении автомобиля. Не нужно забывать и о рулевой сошке. Так как ход рулевой рейки ограничен специальными стопорами, то спроектировать рулевую сошку нужно было так, чтобы хода рулевой рейки хватило, чтобы пилот мог «вписаться» в любой поворот, самый узкий из которых может иметь внешний радиус 6 метров, согласно регламенту FS Rules. Сохранить угол Аккермана как можно

ближе к точному так же было необходимой задачей, в противном случае подвеска бы просто не работала максимально эффективно из-за проскальзывания одного из колес в повороте. Проектирование точек крепления рычагов к кулаку велось из расчета на использование 13-ти дюймовых колес. Вследствие этого кулак можно было сделать больше, чем для 10-ти дюймовых колес. Ограничив пространство для размещения точек кулака внутренним пространством 13-ти дюймового диска.

4.3 Сравнение разных конфигураций подвесок

Я проанализирую подвески болидов команды TRT Scorpion G2 (2019 год) и Scorpion G3 (2020 год).

Точки крепления рычагов подвески к раме и к кулаку определяют кинематику подвески, которая в свою очередь определяет изменение углов установки колес при изменении прогиба подвески. Немаловажным фактором при расчетах является уменьшение этого изменения. При слишком большом изменении углов установки колес автомобиль становится непредсказуемым, буквально «подруливая» на неровностях дорожного полотна, что может стать особенно критичным, если это случится при прохождении поворота.

В период с 2019 до 2020 года изменения коснулись рулевой сошки переднего кулака и была почти полностью переработана задняя подвеска болида. Ниже приведены характеристики для обеих конфигураций подвесок.

Таблица 3 – Общие параметры подвесок болидов Scorpion G2 и G3

Характеристика	Scorpion G2	Scorpion G3
Колесная база	1530 мм	
Колея передняя/задняя	1200 мм / 1150 мм	
Угол Аккермана, %	Отрицательный	Точный
Плечо обката	23мм	
Угол развала передних колес	-2 градуса	-2,5 градуса

(стат. прогиб)		
Продолжение таблицы 3		
Угол развала задних колес (стат. прогиб)	-1,5 градуса	
Полный ход подвески	60 мм	

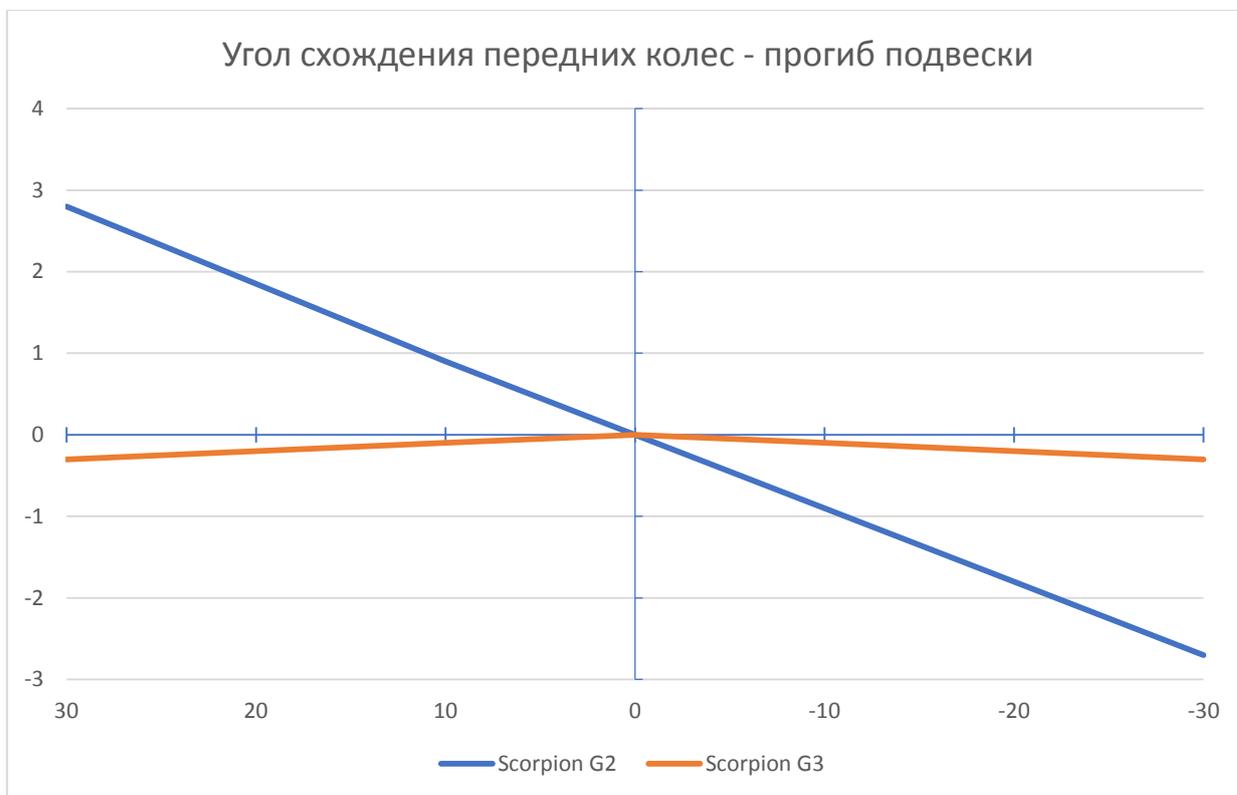


Рисунок 33 – График зависимости угла схождения передних колес от прогиба подвески

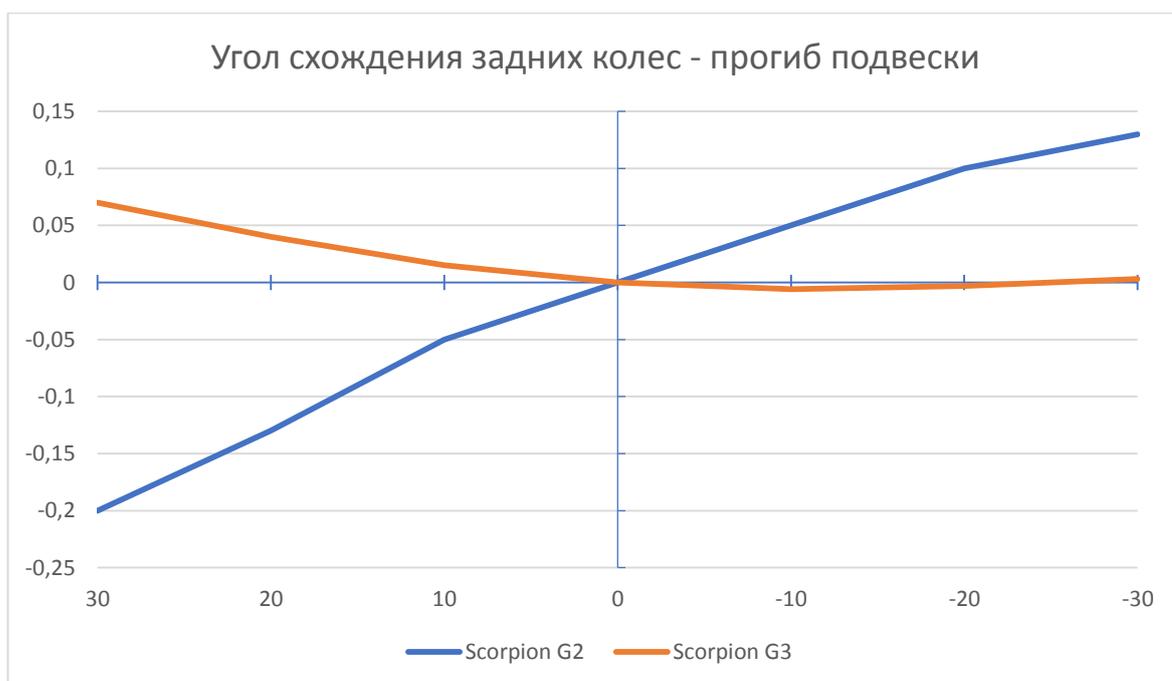


Рисунок 34 – График зависимости угла схождения задних колес от прогиба подвески

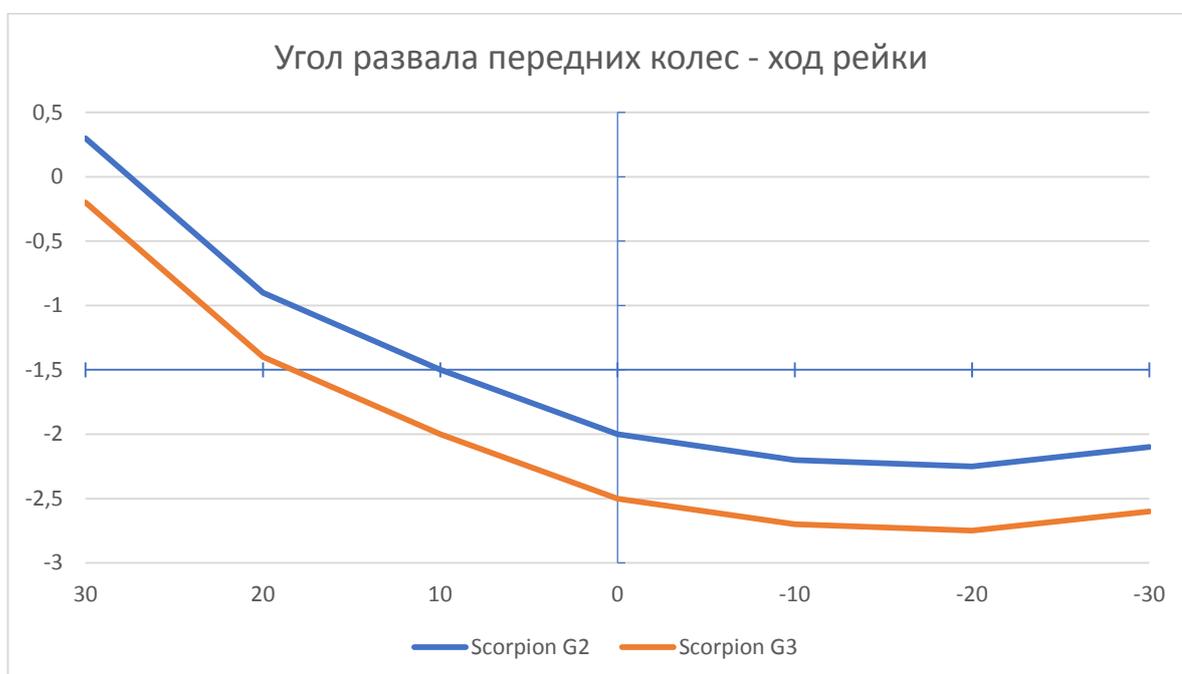


Рисунок 35 – График зависимости угла развала передних колес от хода рулевой рейки

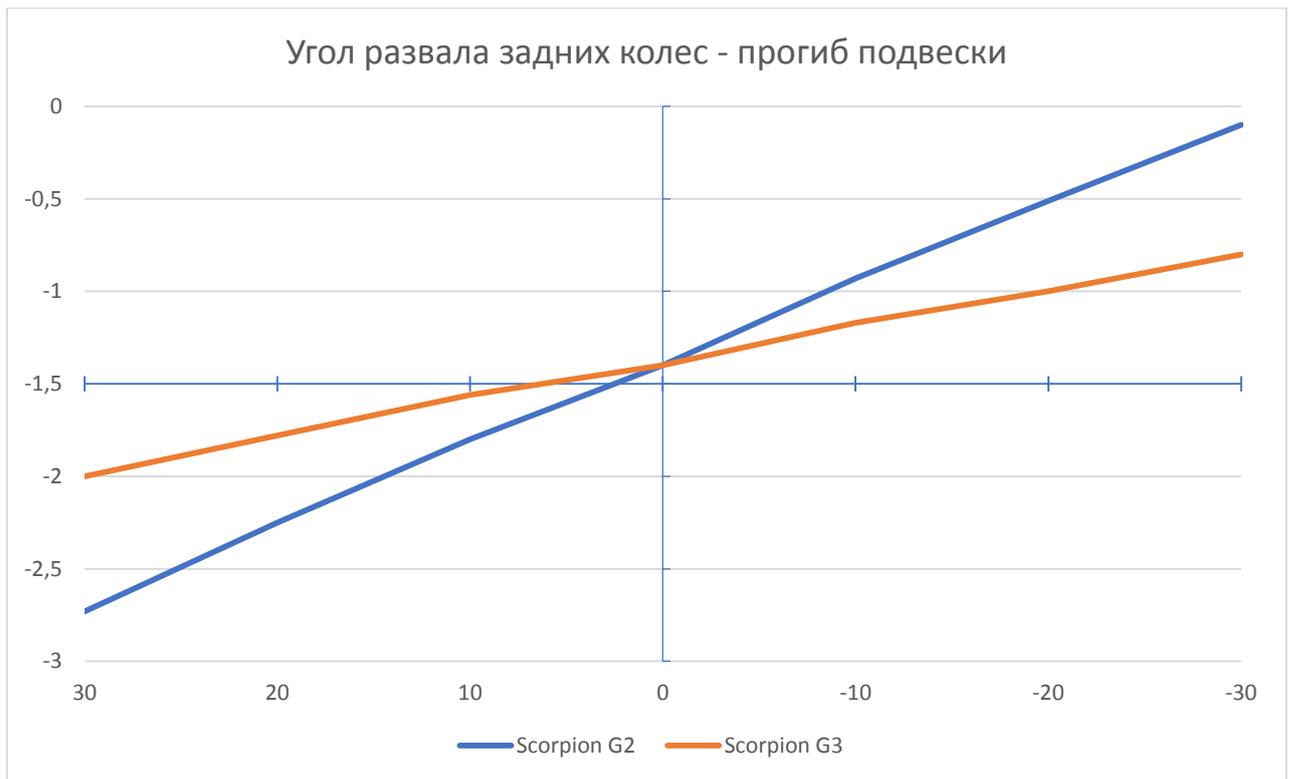


Рисунок 36 – График зависимости угла развала задних колес от прогиба подвески

Так же с целью приведения угла Аккермана к точному была разработана конструкция переднего кулака, где была допущена ошибка, которая привела к такому результату:

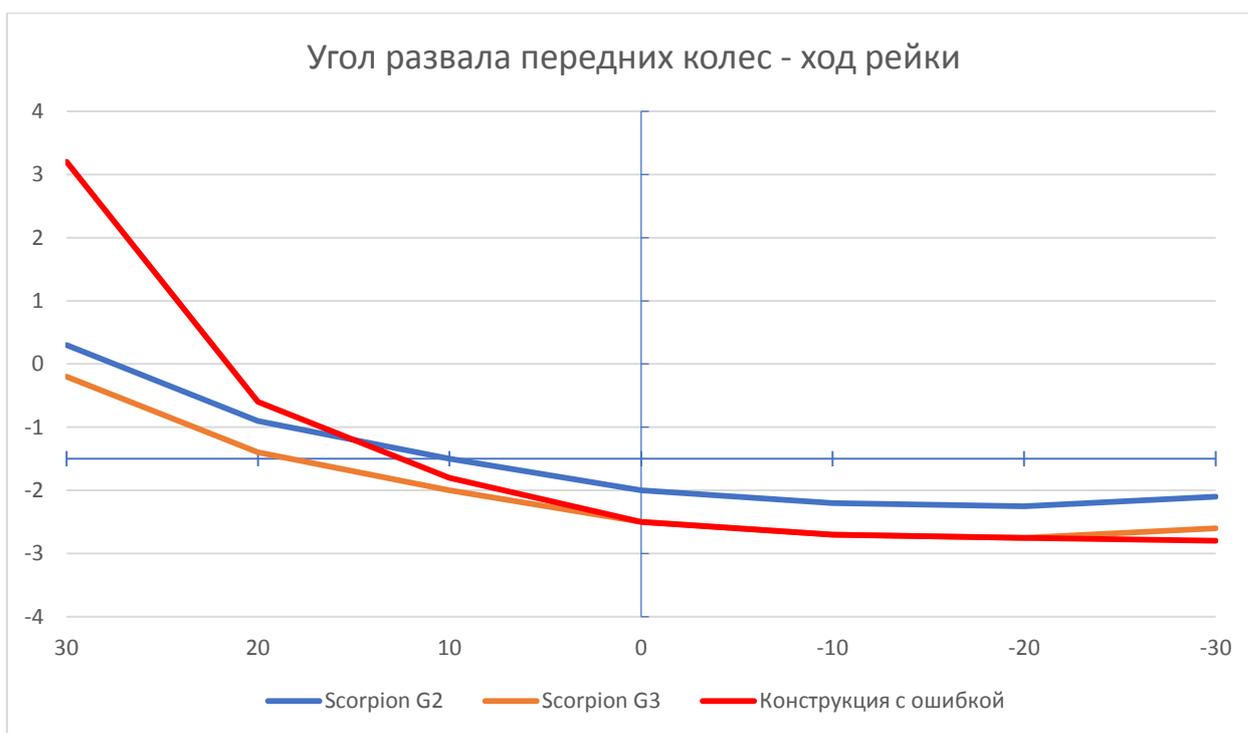


Рисунок 37 – График зависимости угла развала передних колес от хода рулевой рейки

При проверке кинематики взаимного движения рулевой тяги передней подвески и кулака было выявлено, что при достижении хода рейки равного 26 мм тяга и кулак внешнего к повороту колеса начинают в прямом смысле складываться друг в друга. После прохождения этой отметки отношение угла поворота колеса к ходу рейки резко увеличивается, а угол Аккермана становится меньше, так как внешнее к повороту колесо начинает стремиться «обогнать» по углу поворота внутреннее.

- Регламент соревнований FS Rules 2020 предъявляет несколько требований к подвеске:
 - Автомобиль должен быть оснащен подвеской с демпфирующим элементом.

– Подвеска должна иметь минимальный статический прогиб равный 25 мм, динамический ход – минимум 25 мм, полный ход должен быть не меньше 50 мм.

– Минимальный клиренс любой части автомобиля, кроме колес, при статическом прогибе подвески должен составлять 30 мм с пилотом внутри.

В связи с этим на графиках (рис. 1, 2, 4) за прогиб подвески равный 0 принята величина статического прогиба равная 30 мм. Полный ход подвески равен 60 мм – 30 мм статического прогиба и 30 мм динамического хода. В результате оптимизации конструкции подвески команде удалось снизить величину изменения углов установки колес при ходах подвески. В большинстве случаев величины уменьшились в 1,5-2 раза. Так же был изменен статический развал передних колес с целью достичь максимального сцепления при максимальном ходе рейки, то есть. при максимальном повороте передних колес.

4.4 Выводы по главе 4

При проведении анализа конструкций подвески болида с помощью программы Lotus Suspension Analysis удалось оптимизировать изменения углов установки колес при ходах подвески и повороте руля. В большинстве случаев величины изменения углов установки колес уменьшились в 1,5-2 раза. Так же был изменен статический развал передних колес с целью достичь максимального сцепления при максимальном ходе рейки, то есть, при максимальном повороте передних колес.

5 Практическая реализация на болиде класса «Формула студент»

5.1 Разработка конструкции подвески и оборудования для ее изготовления. Изготовление подвески

Разработка всех узлов болида в команде Togliatti Racing Team рассматривается как с точки зрения надежности, которая стоит на первом месте в любом деле, так и с точки зрения снижения веса. Болиды последних лет команды TRT в среднем весят 225 килограммов без пилота, что является достаточно неплохим, но всё же далеким от лидеров соревнований, результатом. Многие европейские команды, занимающие топ-10 места на соревнованиях уже преодолели рубеж в 200 килограмм и стремятся всё больше и больше облегчить свои машины. По этой причине последние 3 года команда приняла решения использовать одноцилиндровые двигатели от мотоцикла KTM 690 Duke вместо четырехцилиндровых двигателей от мотоцикла Honda. Выигрыш в весе только на одном двигателе составил 30 килограммов. При этом график крутящего момента, полученный при настройке двигателя, был более благоприятен для трасс «Формулы студент», которые имеют малое количество прямых участков и большое количество крутых и медленных поворотов. В перспективе у ТГУ – использование двигателя от мотоцикла KTM 490 SMC.

Для изготовления рычагов болида был спроектирован и изготовлен специальный кондуктор. Кондуктор обеспечивает точность положения точек крепления шарнирных подшипников ШС8 в 0,5 миллиметра. Кондуктор может быть использован для изготовления всех 4 рычагов передней подвески – на одной стороне пластины собираются рычаги для правой стороны, с другой – для левой. Стапель изготавливается методом лазерной резки из стальной пластины толщиной 5мм. Кондуктор представляет собой пластину с вырезанными в ней отверстиями для крепления ШС8 и специальных скоб

для удерживания рычагов. Конструкция рычага сварная. Сам рычаг выполнен из трубы диаметром 14мм с толщиной стенки 2 мм. В точке схождения труб рычаг усилен треугольной пластиной толщиной 1,5 миллиметра. Так же в точке схождения к рычагу приварена гильза для бескорпусной ШС8. С обратной стороны трубы запрессована и приварена втулка с отверстием с нарезанной резьбой М8 для вкручивания ШС8. Стапель так же ограничивает термические изменения конструкции во время сварки. Деталь сваривается и остывает в закрепленном виде на стапеле.

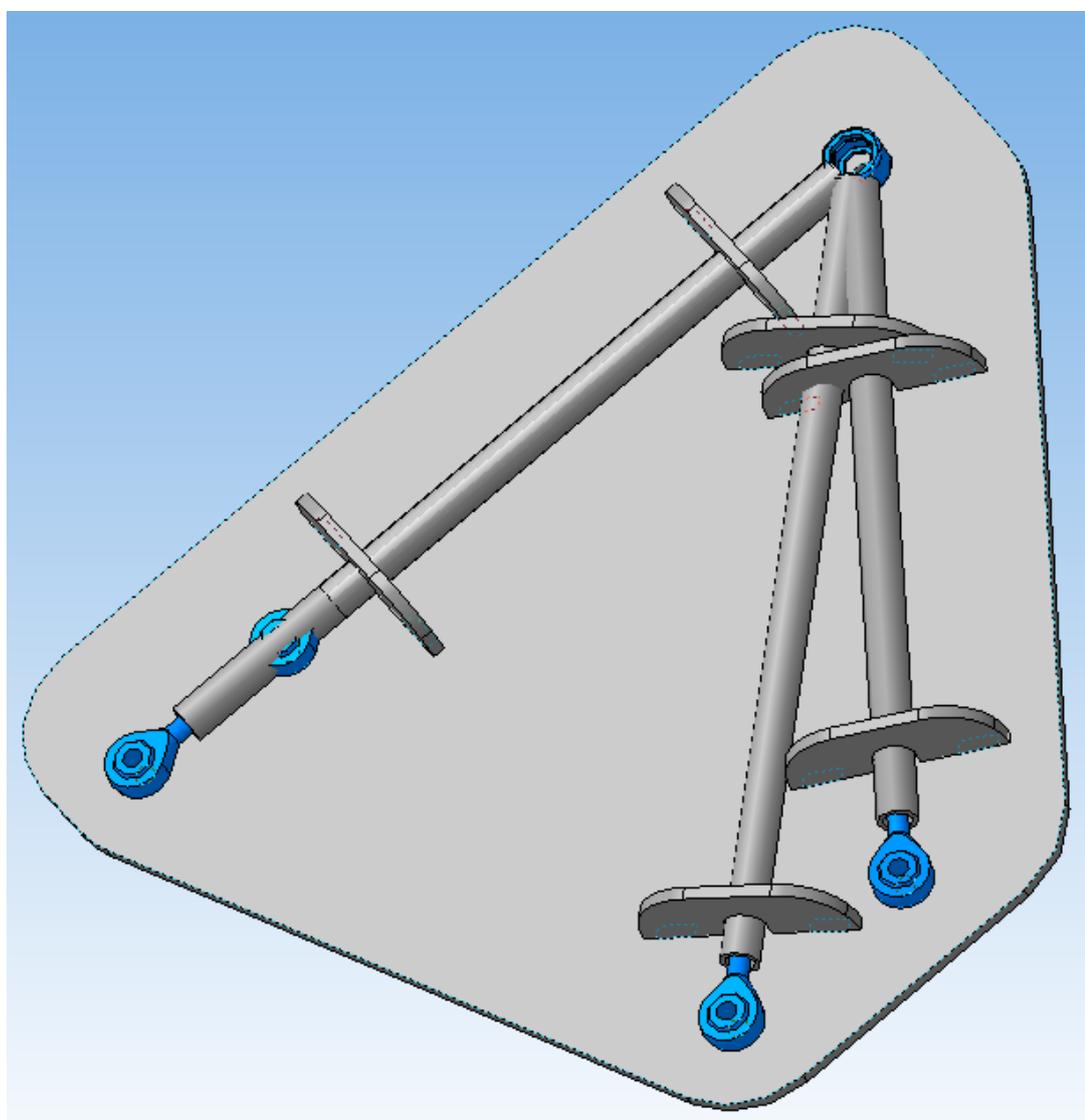


Рисунок 38 – 3д модель стапеля из программы Компас-3Д

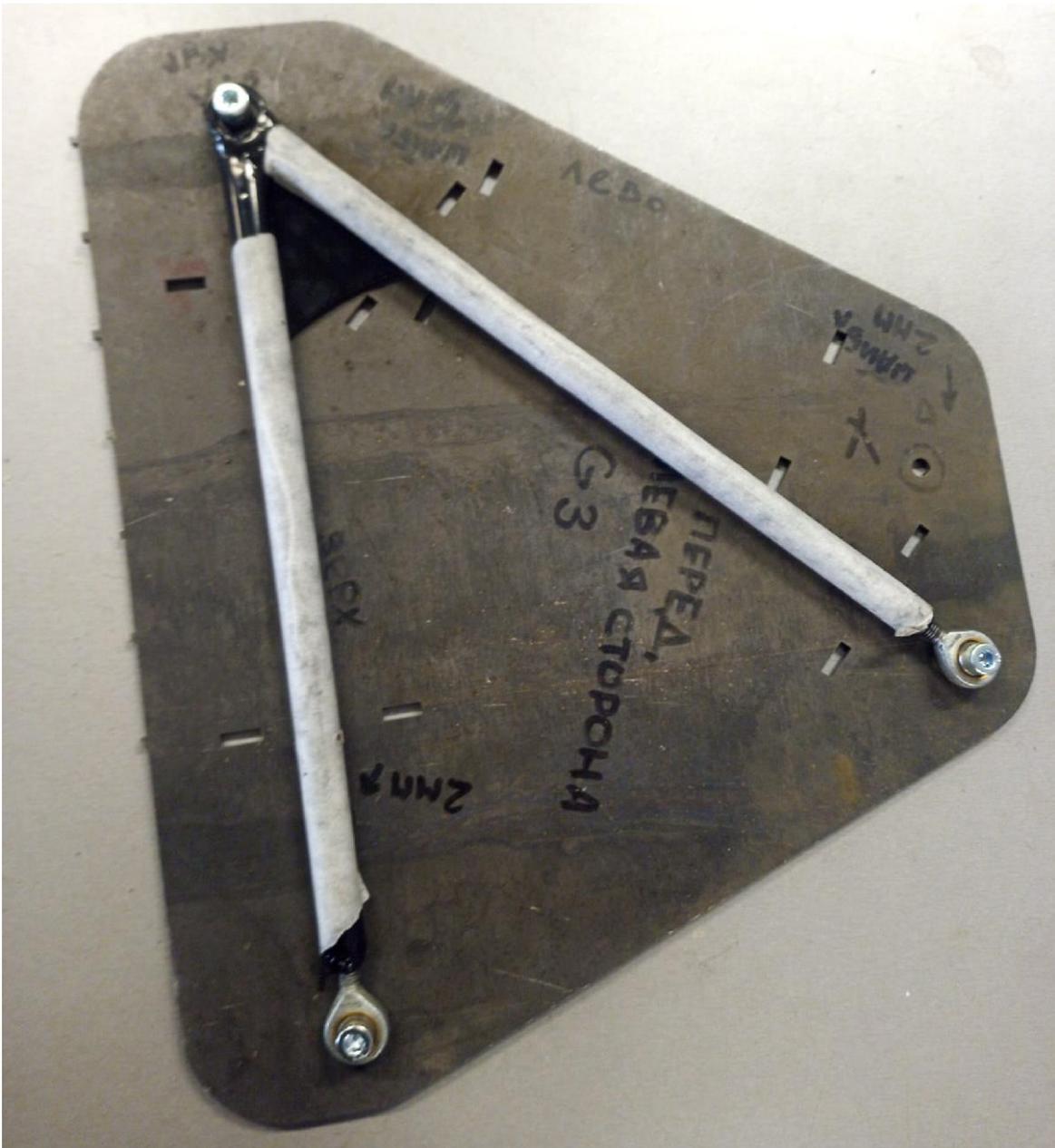


Рисунок 39 – фотография стапеля с рычагом

На рисунке представлена фотография частично собранного стапеля с рычагом. Прямоугольные отверстия служат для установки специальных скоб для дополнительного удержания трубы на ее месте во время подгонки труб и последующей сварки.

Кулак болида – это одна из самых тяжелых деталей подвески, поэтому стояла задача сделать его как можно легче, при этом исключить негативное влияние на его прочность. Так была выбрана «коробчатая» конструкция кулака, которую дополнительно облегчили перфорацией с помощью лазерной резки. Вторым вариантом изготовления кулака был кулак из алюминия, выполненный на фрезерном станке.



Рисунок 40 – поворотный кулак болида Scorpion G3 в сборе с рычагами, рулевой сошкой и рулевой тягой

Для изготовления кулаков подвески так же был спроектирован и изготовлен кондуктор. Стапель обеспечивает положение гильзы кулака, верхней и нижней точек крепления рычагов, а также положение точки крепления рулевой тяги к кулаку. Стапель изготовлен с помощью лазерной резки из стальных пластин толщиной 5 миллиметров. В пластинах вырезаны отверстия для обеспечения точности сборки конструкции. После сборки детали точно привариваются на ребрах, которые сопрягаются с другими деталями стапеля. После сваривания всех деталей кулак снимается с кондуктора и внутренний диаметр гильзы протачивается на токарном станке для обеспечения точности посадочного диаметра подшипника, так как во время сварки происходит коробление гильзы.



Рисунок 41 – фото стапеля для заднего кулака



Рисунок 42 – Предустановленный на стапель кулак

После изготовления всех элементов подвески конструкция крепится на автомобиль болтами М8 и самоконтрящимися гайками с нейлоновым кольцом, что соответствует требованию параграфа Т10 регламента FS Rules 2020, который требует следующее:

- Минимальный диаметр крепежного элемента должен быть равен или превышать 4мм.
- Все резьбовые соединения не должны быть слабее класса 8.8 или эквивалентного.
- Все резьбовые соединения должны соответствовать стандартам ISO 4017, 4014, 4762, 7349 или DIN 7984.
- Гайки с нейлоновым кольцом должны соответствовать стандартам ISO 7040, ISO 10512, EN 1663 или эквивалентным для мест с температурой окружения меньше 80 градусов Цельсия.
- Минимум два полных витка должны быть видимы из-под гайки.

При проектировании крепления подвески все эти требования были учтены и соблюдены.

Так же для облегчения установки рычагов на болид и обеспечения достаточного сектора для перемещения рычагов от полного хода сжатия до вывешенных колес сверху и снизу ШС устанавливаются конусные втулки 5-8 мм.



Рисунок 43 – установленный между конусных втулок рычаг передней подвески

5.2 Практическое использование результатов расчетов

Разработка и подстройка конструкции подвески велась в программе Lotus Suspension V4. Входными данными для разработки подвески были:

- Длина колесной базы
- Ширина колеи передней оси
- Ширина колеи задней оси

- Координаты узловых точек рамы в районах крепления рычагов подвески.

В соответствии с пунктом T2.7.1 регламента FS Rules 2020 минимальная длина колесной базы должна быть равна 1525 мм. В связи с этим ограничением длина для болида Scorpion G3 была выбрана 1530 мм.

Ограничений по ширине колеи в регламенте строго не прописано, но в некоторых местах трассы ее ширина может равняться минимум 3 метрам. К выбору ширины колеи передней оси нужно было подойти так, чтобы иметь пространство для манёвра на трассе и уменьшить минимальный радиус разворота болида, но при этом выдержать достаточное для компоновки всех узлов подвески расстояние от рамы болида до колеса. Таким образом, моделируя различные предложения в CAD-программе Компас-3Д было принято решение остановиться на величине равной 1200 мм.

Пункт T2.8.1 регламента соревнований ограничивает минимальную колею семидесяти пятью процентами ширины большей колеи болида. Было решено сделать ширину задней колеи болида меньше, чем ширину передней. Это решение позволило бы пилоту вести автомобиль более агрессивно на трекке, не боясь сбить конус задним внутренним колесом. Так же уменьшение задней колеи благоприятно сказалось бы на вхождении в поворот. Так как колея уменьшается, уменьшаются и моменты продольных сил в пятне контакта, которые противодействуют вхождению автомобиля в поворот (описать с точки зрения уравнения полярного момента). Так как наружное заднее колесо в момент вхождения в поворот оказывается более загружено, то влияние уменьшения силы, противодействующей, важнее, чем уменьшение силы воздействующей. Путём моделирования в программе Lotus Suspension и компоновочных тестов в Компас-3Д было принято решение сделать заднюю колею болида равной 1150 мм. Слишком сильное уменьшение задней колеи могло привести к дисбалансу автомобиля на трассе, проще говоря, сделать его неуправляемым.

Координаты узловых точек рамы нам были нужны для того, чтобы не смоделировать кронштейны крепления рычагов подвески к раме слишком далеко от них. Жесткость конструкции рамы в узловых точках намного больше, чем жесткость конструкции на отдельном прямом участке трубы. Это благоприятно сказывается на поведении автомобиля на дороге, так как помогает исключить лишние изгибы и перемещение самих рычагов в местах крепления. Также такая концепция не скажется на прочности рамы. Усталостные нагрузки в точках крепления подвески рано или поздно могли бы вызвать нарушение целостности конструкции. Так же такое обоснование выбора точек для крепления подвески может принести дополнительные баллы на дисциплине «Защита конструкции».

После того как были выбраны все вышеперечисленные переменные нужно определиться с размером колёс для болида, чтобы начать рассчитывать кулак. Так как болиды команды Togliatti Racing Team последние года имеют массу около 225 килограмм без пилота, а с пилотом около 300 килограмм, то командой было принято решение использовать тринадцатидюймовые, а не десятидюймовые колёса. Такой выбор обусловлен тем, что автомобиль такой массы нуждается в большем, чем на 10-ти дюймовых колёсах, пятне контакта. Боковые перегрузки автомобиля такой массы могут превышать силу сцепления 10” колёс. Так же внутренний размер тринадцатидюймовых колёс позволяет разместить внутри ступицу и тормозную систему достаточную для автомобиля такой массы, а также спроектировать кулак, способный выдерживать создаваемые во время движения нагрузки и при этом сделать его достаточно легким. Так была выбрана «коробчатая конструкция кулака, которую дополнительно облегчили перфорацией с помощью лазерной резки.

Так же немаловажной задачей являлась минимизация изменения углов установки колёс при ходах подвески. При меньшем изменении углов установки колёс болид ведет себя стабильнее на трассе, исключаются

самовольные «подруливания» колёс при наезде на неровность, торможении или ускорении. Например, на болиде White Shark из-за ошибки проектировщика изменение схождения колес задней оси при перемещении оси колеса из уровня статического прогиба до полного прогиба составляло 4-5 мм, что является огромной величиной и заставляет автомобиль вести себя непредсказуемо на гоночной трассе. Во время резкого поворота с большими боковыми перегрузками менялась траектория движения задней оси – задняя ось «уезжала» на внешнюю сторону поворота

После всех расчетов и моделирования полученных конструкций в Компас-3Д и повторных тестов в Lotus Suspension получились следующие точки крепления рычагов к раме и кулакам:

X (mm)	Y (mm)	Z (mm)		
-127.00	-200.00	-134.50	POINT:1	Lower wishbone front pivot
150.00	-225.00	-97.50	POINT:2	Lower wishbone rear pivot
-3.70	-560.00	-90.50	POINT:3	Lower wishbone outer ball joint
-127.00	-229.00	74.50	POINT:4	Upper wishbone front pivot
151.00	-273.00	52.50	POINT:5	Upper wishbone rear pivot
7.85	-520.00	116.50	POINT:6	Upper wishbone outer ball joint
15.44	-489.22	67.35	POINT:7	-265
-33.17	-310.88	-72.76	POINT:8	Push rod rocker end
63.00	-539.00	-110.50	POINT:9	Outer track rod ball joint
55.00	-220.00	-134.50	POINT:10	Inner track rod ball joint
-55.11	-227.56	159.39	POINT:11	Damper to body point
-39.17	-288.24	-24.51	POINT:12	Damper to rocker point
0.00	-537.80	-2.71	POINT:13	Wheel spindle point
0.00	-600.00	0.00	POINT:14	Wheel centre point
-57.06	-209.07	-67.08	POINT:15	Rocker axis 1st point
-63.82	-210.90	-67.07	POINT:16	Rocker axis 2nd point

Рисунок 44 – точки для передней подвески Scorpion G3

STATIC VALUES					
X	Y	Z			
(mm)	(mm)	(mm)			
945.00	-295.00	-164.69	POINT:1	Lower wishbone front pivot	
1430.00	-206.00	-157.69	POINT:2	Lower wishbone rear pivot	
1500.00	-490.00	-127.69	POINT:3	Lower wishbone outer ball joint	
980.00	-356.00	49.59	POINT:4	Upper wishbone front pivot	
1430.00	-260.00	59.31	POINT:5	Upper wishbone rear pivot	
1530.00	-480.00	102.31	POINT:6	Upper wishbone outer ball joint	
1480.00	-450.00	-109.91	POINT:7	Push rod wishbone end	
1480.00	-265.00	70.09	POINT:8	Push rod rocker end	
1420.00	-490.00	-4.41	POINT:9	Outer track rod ball joint	
1430.00	-235.00	-40.41	POINT:10	Inner track rod ball joint	
1480.00	-25.69	127.09	POINT:11	Damper to body point	
1480.00	-220.00	128.09	POINT:12	Damper to rocker point	
1530.00	-500.00	-1.61	POINT:13	Wheel spindle point	
1530.00	-575.00	0.17	POINT:14	Wheel centre point	
1470.00	-222.00	39.09	POINT:15	Rocker axis 1st point	
1490.00	-222.00	39.09	POINT:16	Rocker axis 2nd point	

Рисунок 45 – точки задней подвески Scorpion G3

Таким образом удалось достичь изменения углов установки колес в пределах следующих величин:

- Изменение схождения передней оси ± 0.02 и задней - $\pm 0,1$ градуса, что равняется изменению схождения меньше чем на 1 мм.
- Изменение развала $\pm 0,5$ градуса для обеих осей.
- Изменение колеи 1 миллиметр для задней оси и около нулевое изменение колеи для передней оси.

При заданной компоновке результаты, представленные выше, стали лучшими.

5.3 Выводы по главе

Таким образом, конструкции, разработанные для производства деталей системы подвески, не только обеспечивают необходимую точность при сборке, но и облегчают технологический процесс. Компоновка и общая конструкция подвески обеспечивает хорошую ремонтпригодность системы

в целом. При необходимости возможно заменить отдельные компоненты и узлы без полного демонтажа всей системы. Материалы и конструкция узлов обеспечивают необходимую для поставленных целей надежность.

Анализируя полученную конструкцию, можно сделать вывод, что принятые решения позволили сделать ее достаточно эффективной, учитывая достаточно жесткие рамки, которые диктуются общим размером болида и действующим регламентом. Для дальнейшей оптимизации требуется разработка иной концепции шасси. В рамках данной компоновки болида попытки оптимизировать конструкцию подвески не дадут принципиального прироста эффективности работы системы.

Заключение

Проектирование подвески автомобиля – очень трудоёмкий и комплексный процесс. При проектировании системы подвески необходимо не только учитывать выходные результаты расчетов, но и коррелировать входные данные с общей компоновкой автомобиля. Только коррелируя концепции шасси, трансмиссии и системы подвески возможно эффективное использование всех систем автомобиля.

При рассмотрении аналогов систем подвески других команд-участников проекта были выделены общие тенденции. Оптимальным вариантом для Тольяттинского государственного университета стала подвеска со стальными рычагами, алюминиевый кулак со стальной сошкой для передней подвески и стальной кулак для задней подвески.

Геометрическая составляющая конструкции передней подвески оказывает более значимое влияние на управляемость, в отличие от геометрии задней подвески. Однако, не стоит пренебрегать задней подвеской, так как ошибка при ее проектировании значительно снизит эффективность работы системы в целом. При проектировании необходимо коррелировать результаты работы с общей компоновкой болида для оптимизации плеча «центр поперечного крена – центр тяжести автомобиля».

При анализе упругих характеристик подвески наиболее значимыми были выделены жесткость подвески и статический прогиб. При проектировании подвески особое внимание стоит уделить именно жесткости подвески и способам влияния на нее. Также немаловажным фактором является увеличение поперечной жесткости без увеличения жесткости каждого отдельного элемента. Стабилизатор поперечной устойчивости требует отдельного внимания. Его жесткость должна быть рассчитана с учетом всех факторов.

При расчете точек крепления подвески и анализе разных разработанных конструкций была выделена лучшая компоновка подвески. Оптимизация изменения углов установки колес в рамках данной концепции шасси приближена к идеальной. Дальнейшая оптимизация конструкции подвески без изменения конструкции рамы болида не позволит достичь результата, принципиально отличающегося от нынешней конструкции.

В рамках работы над проектом полученная конструкция была применена на болиде команды Тольяттинского государственного университета Scorpion G3. Была разработана технологическая оснастка для облегчения технологического процесса изготовления компонентов системы. При проектировании конструкции были учтены вопросы ремонтпригодности и технологичности сборки всей конструкции в целом. Выбранные материалы для изготовления деталей подвески отвечают требованиям регламента соревнований «Формула Студент» и обеспечивают необходимую надежность.

Список используемых источников

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. Т.3. - 8-е изд. Перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестоковой. [Текст] / В.И. Анурьев. - М.: Машиностроение, 2001 . - 864 с.
2. Арутюнян Г.А., Евсеев К.Б. Разработка подвески спортивного автомобиля класса «Формула студент» – Молодежный научно-технический вестник – №1, 2013.
3. Волкова, Е.И., Двоглазова, Н.А. «Методика расчёта бизнес-презентации в рамках проекта Formula Student» / Ежегодный сборник трудов "Студенческие инженерные проекты".-2017. – 198-204с.
4. Волкова, Е.И., Шерстобитова О.О. «Разработка пространственной рамы для гоночного болида Black Bullet» / VII выпуск журнала "Точная наука".-2017.-18-20 с.
5. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: учебное пособие для вузов/ А.Ф. Горбацевич, В.А. Шкред. М: – ООО ИД «Альянс», 2007 – 256 с.
6. Дэс Хаммилл. Подвеска и тормоза: как построить и модифицировать спортивный автомобиль / Пер. с англ. – М: Легион-Автодата, 2005, – 96с.
7. Иванов, А.С. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учебное пособие / А.С. Иванов, П.А. Давыденко, Н.П. Шамов. - М.: ИЦ РИОР: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 276 с.
8. Капрова, В.Г. Учебно-методическое пособие к выполнению курсовой работы по дисциплине «Организация производства» для студентов специальности 190201 –«Автомобиле и тракторостроение» всех форм обучения [Текст] / В.Г. Капрова. -Тольятти: ТГУ, 2007. –63 с.
9. Косов, Н.П. Технологическая оснастка: вопросы и ответы: Учебное пособие для вузов. [Электронный ресурс] / Н.П. Косов, А.Н. Исаев, А.Г. Схиртладзе. — Электрон. дан. — М. : Машиностроение, 2007. — 304 с

10. Лебедев, В. А. Технология машиностроения: Проектирование технологий изготовления изделий: учеб. пособие для вузов / В. А. Лебедев, М. А. Тамаркин, Д. П. Гепта. - Гриф УМО. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2008. – 361с.

11. Марочник сталей и сплавов / сост. А. С. Зубченко [и др.] ; под ред. А. С. Зубченко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 2003. - 782с.

12. Маталин А. А. Технология машиностроения: учеб. для студ. вузов, обуч. по спец. 151001 напр. "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроит. производств" / А. А. Маталин. - Изд. 3-е, стер. ; Гриф УМО. - Санкт-Петербург [и др.] : Лань, 2010. - 512 с.

13. Основы технологии машиностроения [Электронный ресурс] : учебник / В. В. Клепиков [и др.]. - Москва : ИНФРА-М, 2017. - 295 с.

14. Оформление документов на технологические процессы обработки резанием: Метод. указания/Сост. Михайлов А.В.-Тольятти: ТолПИ, 1993.

15. Петрова, М.С. Охрана труда на производстве и в учебном процессе: учеб. пособие. [Текст] / М.С. Петрова – М.: ЭНАС, 2006.-232с.

16. Раймпель Й. Шасси автомобиля. / Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова; Под. ред. И. Н. Зверева. – М: Машиностроение, 1983. – 356с.

17. Расторгуев, Д. А. Разработка плана изготовления деталей машин : учеб.-метод. пособие / Д. А. Расторгуев ; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. "Оборудование и технологии машиностроит. пр-ва". - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2013. - 51 с.

18. Сайт Formula SAE [Электронный ресурс]//
URL:<http://www.fsaeonline.com/>

19. Сайт Formula SAE [Электронный ресурс]//
URL: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/>

20. Сайт FSG [Электронный ресурс] // URL:
<https://www.formulastudent.de/>

21. Сайт FSG [Электронный ресурс] // URL: <https://www.formulastudent.de/>
22. Сергель, Н.Н. Технологическое оборудование машиностроительных предприятий [Электронный ресурс]: учеб.пособие / Н. Н. Сергель. - Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2013. - 732 с.
23. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х томах Т2 (Под ред. А.Г. Косиловой 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985, 496 с., ил.).
24. Суслов, А. Г. Технология машиностроения :учеб.для вузов / А. Г. Суслов. - 2-е изд., перераб. и доп. ; Гриф МО. - Москва : Машиностроение, 2007. - 429 с.
25. Технология машиностроения: учеб.пособие для вузов / под ред. М. Ф. Пашкевича. - Минск : Новое знание, 2008. - 477 с.
26. Харламов, Г.А. Припуски на механическую обработку: справочник. [Электронный ресурс] / Г.А. Харламов, А.С. Тарапанов. — Электрон.дан. — М. : Машиностроение, 2013. — 256 с.
27. Шерстобитова, О.О., Мошко, Д.А.«Разработка модульной каркасно-сборочной технологической оснастки для производства элементов спортивно-гоночных автомобилей» / Ежегодный сборник трудов "Студенческие инженерные проекты".-2017. – 205-207 с.
28. Julian Wisnu Wirawan, Ubaidillah, Rama Aditra, Rafli Alnursyah, Rizki Abdul Rahman, and Sukmaji Indro Cahyono. Design Analysis of Formula Student Race Car Suspension System// AIP Conference Proceedings 1931, 030051 (2018)
URL:
https://www.researchgate.net/publication/323082348_Design_analysis_of_formula_student_race_car_suspension_system
29. Pat Clarke, "Technical Introduction for New Teams", 2014
30. Roner, Nathan, "Optimum Suspension Geometry for a Formula SAE Car" (2018). University Honors Theses. Paper 537.

URL1: <https://pdxscholar.library.pdx.edu/honorstheses/537/>

URL2: <https://pdfs.semanticscholar.org/37c7/635a28bfaadbfd4354266a1667b2db3cd74c.pdf>

31. Sadjyot Biswal , Aravind Prasanth, Dr. R Udayakumar, Shobhit Deva, Aman Gupta. Design of a suspension system and determining suspension parameters of a medium downforce small Formula type car.// MATEC Web of Conferences 124, 07006 (2017)

URL: https://www.researchgate.net/publication/320104741_Design_of_a_suspension_system_and_determining_suspension_parameters_of_a_medium_downforce_small_Formula_type_car