

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, специальности)

Эксплуатация транспортных средств

(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему «Повышение управляемости гоночного автомобиля класса «Формула Студент»
путем оптимизации кинематических характеристик подвески»»

Обучающийся

В.С. Власов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

канд. техн. наук, А.В. Зотов

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультант

канд. филол. наук, М.М Бажутина

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

Содержание

Введение	3
1 Состояние вопроса	5
1.1 Особенности проектирования подвески гоночного болида класса Formula Student по правилам соревнований.....	5
1.2 Существующие конструкции и компоновки подвесок команд-участников проекта Formula Student.....	7
2 Теоретические аспекты работы подвески, имеющие влияние на управляемость автомобиля	16
2.1 Анализ влияния общих параметров автомобиля на управляемость..	16
2.2. Анализ влияния конструкции передней и задней подвески на управляемость автомобиля	26
3 Исследование влияния упругих характеристик подвески на управляемость гоночного болида	44
3.1 Упругие характеристики подвески автомобиля	44
3.2 Влияние жесткости подвески на управляемость болида.....	46
3.3 Исследование влияния иных упругих характеристик подвески	53
4 Проектирование передней и задней подвесок гоночного болида «Формула Студент».....	56
4.1 Описание основного расчетного инструмента АДАМС	56
4.2 Описание дополнительного расчетного инструмента Lotus suspension.....	62
4.3 Оптимизация кинематических характеристик гоночного болида Scorpion G4.....	65
5 Сравнение характеристик гоночных болидов путем симуляции динамических и кинематических характеристик	81
Заключение	93
Список используемых источников.....	94

Введение

В настоящее время остро стоит вопрос технологического и промышленного развития регионов страны. Тольятти является одним из самых крупных промышленных центров, сохранивших свой технологический потенциал, однако для реализации всех производственных мощностей необходимо большое количество специалистов в разных направлениях. Таким образом, студент, выпускающийся из ВУЗа, уже должен обладать компетенциями создания новой продукции.

Проект «Formula Student» – это уникальный проект, который расширяет границы, существующего образования. Система проекта построена на максимальном внедрении эффективных методов инженерной подготовки. Благодаря теоретическим знаниям и практическим умениям, получаемыми студентом в процессе создания гоночного болида, студент после выпуска из университета является квалифицированным, опытным и легко обучаемым кадром.

Целью проекта является формирование нового подхода обучения инженерных кадров, способных к решению перспективных производственных задач, связанных с инжинирингом, которые будут актуальны в ближайшем будущем.

В качестве ожидаемого эффекта планируется увеличение спроса на выпускников ВУЗа, а также популяризация инженерно-технических направлений подготовки в регионе.

Задачей же самих студентов является создание максимально быстрого и управляемого автомобиля при минимальных экономических затратах, соблюдая регламент соревнований «Formula Student».

Правильно спроектированная подвеска позволяет автомобилю раскрыть весь свой потенциал на трассе, ведь самый быстрый автомобиль – это не тот, у которого самый мощный двигатель. Очень важно держать сцепление с дорогой на протяжении всей гонки, особенно во время

поворотов. Правильная подвеска позволит автомобилю не только не терять сцепление с дорогой, но и проходить все участки трассы на более высокой скорости, что значительно сократит время круга.

Именно поэтому проектирование гоночного болида начинается с выбора шин и разработки подвески. Очень сложно или даже невозможно скомпоновать подвеску с необходимой геометрией уже в готовую раму или кузов, так как при разработке подвески придется отталкиваться от геометрии рамы, что приведет к большому количеству компромиссных решений, которые не лучшим образом скажутся на треке во время гонки.

Цель данной работы: оптимизировать переднюю и заднюю подвеску гоночного болида Formula Student с учетом достоинств и недостатков конструкций, предшествующих проектируемой, а также конструкций, используемых зарубежными командами при проектировании гоночного автомобиля. Кроме того, подвеска должна полностью соответствовать правилам основного регламента соревнований Formula Student.

Задачи работы:

- изучить и проанализировать все пункты основного регламента соревнований Formula Student, касающиеся проектирования подвески гоночного автомобиля. Проанализировать конструкции и компоновочные решения команд из других ВУЗов;
- анализ теоретических факторов, влияющих на управляемость и устойчивость гоночного автомобиля;
- обзор возможностей программы АДАМС и Lotus Suspension для дальнейшего проектирования. Расчет кинематики подвески гоночного болида Formula Student и выведение графиков, а также подробного отчета при помощи специализированных программ;
- разработка подвески;
- применение результатов исследования.

1 Состояние вопроса

1.1 Особенности проектирования подвески гоночного болида класса Formula Student по правилам соревнований

«Регламент соревнований Formula Student является основным документом, в котором прописаны все правила участия команды, в том числе и требования к проектированию различных систем автомобиля. Болид полностью должен соответствовать установленным правилам, за несоблюдение которых команда может быть снята с участия. Кроме того, проверка соответствию автомобиля регламенту проводится не только перед началом заездов, но и во время них и даже после завершения. Поэтому автомобиль должен не просто соответствовать правилам, но еще и быть надежным. На данный момент актуальным является регламент 2020-го года издания FS Rules 2020, который был специально разработан для соревнований FS Germany и является эталонным документом для других соревнований Formula Student. Данный документ обновляется каждый год, в него добавляют различные нововведения или же исправляют имеющиеся пункты. На данный момент регламент не ограничивает конструкцию и компоновку системы подвески, однако в нем прописаны основные ограничения, которые нужно усвоить перед началом проектирования» [22].

В разделе 2.3 описаны правила касательно самой системы подвески. Данный раздел ограничивает минимальный ход подвески болида с пилотом в 50 мм, но в любом случае минимальное сжатие должно составлять минимум 25 мм. Также минимальный дорожный просвет гоночного автомобиля не может быть меньше 30 мм. Кроме того, для быстрого прохождения технической инспекции, а также для легкого отслеживания неисправностей системы подвески был введен пункт касательно видимости всех креплений подвески болида.

Раздел 2.4 уведомляет о необходимости использовать контррящие приспособления на автомобилях с конструкцией «моногайка». Кроме того, для стандартного принципа крепления колеса к ступице разрешается использовать исключительно крепеж, изготовленный из стали.

В разделе 2.5 сказано, что команда должна иметь два типа шин: сухие и дождевые (для езды по мокрой поверхности). Кроме того, нельзя использовать шины от разных производителей (а также с различным составом резины) на одной оси. Также для безопасности были введены правила относительно износа протектора, он не может быть меньше 2,4 мм, а также относительно самих канавок протектора. Для получения честных результатов на соревнованиях регламент запрещает использование специальных составов и приспособлений для увеличения сцепления с дорогой.

Рулевая система также должна быть спроектирована по правилам.

Т 2.6.1 «Системы рулевого управления, использующие тросы или ремни для приведения в действие, запрещены. Это не относится к автономным приводам рулевого управления.

Т 2.6.2 Рулевое колесо должно напрямую механически приводить в действие передние колеса.

Т 2.6.3 Система рулевого управления должна иметь надежные ограничители поворота, предотвращающие блокировку рулевых тяг. Стопоры должны быть размещены на рейке и должны препятствовать контакту шин и дисков с другими деталями. Управление рулевым управлением должно быть возможно во время стоянки.

Т 2.6.4 Допустимый свободный ход системы рулевого управления ограничивается общим значением 7° , измеренным на рулевом колесе.

Т 2.6.5 Рулевое колесо должно крепиться к колонке быстроразъемным соединением. Водитель должен иметь возможность управлять быстроразъемным соединением, находясь в обычном положении вождения в перчатках.

Т 2.6.6 Рулевое колесо должно быть не более чем на 250 мм позади передней дуги. Это расстояние измеряется по горизонтали по осевой линии автомобиля от задней поверхности передней дуги до самой передней поверхности рулевого колеса при любом положении рулевого управления.

Т 2.6.7 Рулевое колесо должно иметь непрерывный периметр, близкий к круглому или почти овальному. Профиль внешнего периметра может иметь несколько прямых участков, но не может иметь вогнутых участков.

Т 2.6.8 В любом угловом положении верхняя часть рулевого колеса не должна быть выше самой верхней поверхности передней дуги.

Т 2.6.9 Рулевая рейка должна быть механически прикреплена к шасси.

Т 2.6.10 Соединения между всеми деталями крепления рулевого колеса к рулевой рейке должны быть механическими и видимыми при техническом осмотре. Клеевые соединения без механической поддержки не допускаются. Механическая резервная копия должна быть предназначена исключительно для поддержания функциональности системы рулевого управления.

Т 2.6.11 Управление задними колесами с электрическим приводом допускается, если механические упоры ограничивают диапазон углового перемещения задних колес максимум до 6° . Это должно быть продемонстрировано водителем в транспортном средстве, и команда должна предоставить оборудование для проверки диапазона угла поворота рулевого колеса при техническом осмотре» [20].

Раздел 2.8 также регулирует безопасность. Наименьшая колея гоночного автомобиля не может отличаться от большей колеи больше чем на 25 процентов.

1.2 Существующие конструкции и компоновки подвесок команд-участников проекта Formula Student

На рисунке 1 представлена передняя подвеска одной команды из Чехии. Система данной подвески называется Push rod, что означает

толкающая тяга. То есть сжатие амортизационной стойки происходит за счет передачи движения подвески на толкающую тягу, которая в свою очередь приводит в движение рокер (коромысло), к которому и присоединена амортизационная стойка.



Рисунок 1 – Передняя подвеска с системой Push rod

Хотелось бы отметить несколько моментов:

– амортизатор находится под аэродинамическим обвесом, что является эстетически красивым, однако обслуживание или настройка характеристик амортизатора, или же замена пружины затрудняется;

– чрезмерно длинная тяга Push rod. Даже при условии достаточной толщины трубы, из которой была изготовлена тяга, за счет чрезмерной длины могут возникать податливости подвески, что приведет к ухудшению управляемости. Кроме того, данная схема подразумевает отклонение тяги от направления сил, возникающих при оперировании подвески. Из-за этого тяга может работать на излом;

– рулевая тяга слишком близко расположена к нижнему рычагу. При отсутствии упоров рейки, при определенном повороте колеса, крепеж тяги может задевать нижний рычаг. Если данная ошибка действительно присутствует, то команда может быть не допущенной до соревнований;

– достаточно широкое основание ступицы, за счет чего увеличивается плечо нагрузки на подшипниковый узел. Если подшипник не рассчитан, то на соревнованиях могут возникнуть нежелательные последствия.

На рисунке 2 изображена передняя подвеска немецкой команды. Система данной подвески называется Pull rod, что означает тянущая тяга. Сжатие амортизатора происходит за счет движения верхнего рычага, к которому присоединена тяга, которая в свою очередь приводит в движение рокер (коромысло), к которому присоединен амортизатор.



Рисунок 2 – Передняя подвеска с системой Pull rod

Данная схема подразумевает отклонение тяги от направления сил, возникающих при оперировании подвески. Из-за этого тяга может работать на излом. При этом тяга не такая длинная, как на подвеске, изображенной на рисунке 1, а также данная тяга является тянущей, а значит она менее склонна к деформациям от нагрузок. Но, все же, хотелось бы отметить, что материал, из которого изготовлена тяга – композитный. Данный материал хоть и является прочным, однако является более податливым. Консольная установка коромысла может увеличивать жесткость подвески, а также может быстро выйти из строя.

Еще можно отметить систему охлаждения тормозных дисков. Здесь она выполнена из карбона и является почти невесомой, а значит увеличение

неподдрессоренных масс незначительные, но при этом наблюдается прирост эффективности тормозной системы в положительную сторону.

На рисунке 3 представлен механизм распределения работы амортизаторов, который часто используется зарубежными командами на передней подвеске.



Рисунок 3 – Механизм распределения работы амортизаторов

Данный механизм позволяет разделить амортизаторы по назначению: один – при одноименном ходе подвески (сжатие, отбой), а второй при разноименном ходе подвески (крен кузова). Из недостатков данного механизма можно отметить увеличение веса передней подвески, кроме того, конструкция габаритная и чаще всего ее устанавливают в верхней части автомобиля, за счет чего высота центра тяжести болида поднимается. Положительный же момент данного решения в том, что можно произвести тонкую настройку отдельно амортизатора для одноименного хода, а также для разноименного. Помимо этого, можно регулировать жесткость подвески при крене и при сжатии, установив разные по жесткости пружины. При своем недостатке большого веса, данное решение, скорее имеет больше положительного влияние на управляемость автомобиля, а также дает большие возможности регулировки.

На рисунке 4 изображена 3D-модель передней подвески. На данной схеме можно увидеть, что амортизатор присоединен напрямую к нижнему рычагу, что уменьшает количество звеньев в конструкции для передачи движения подвески.

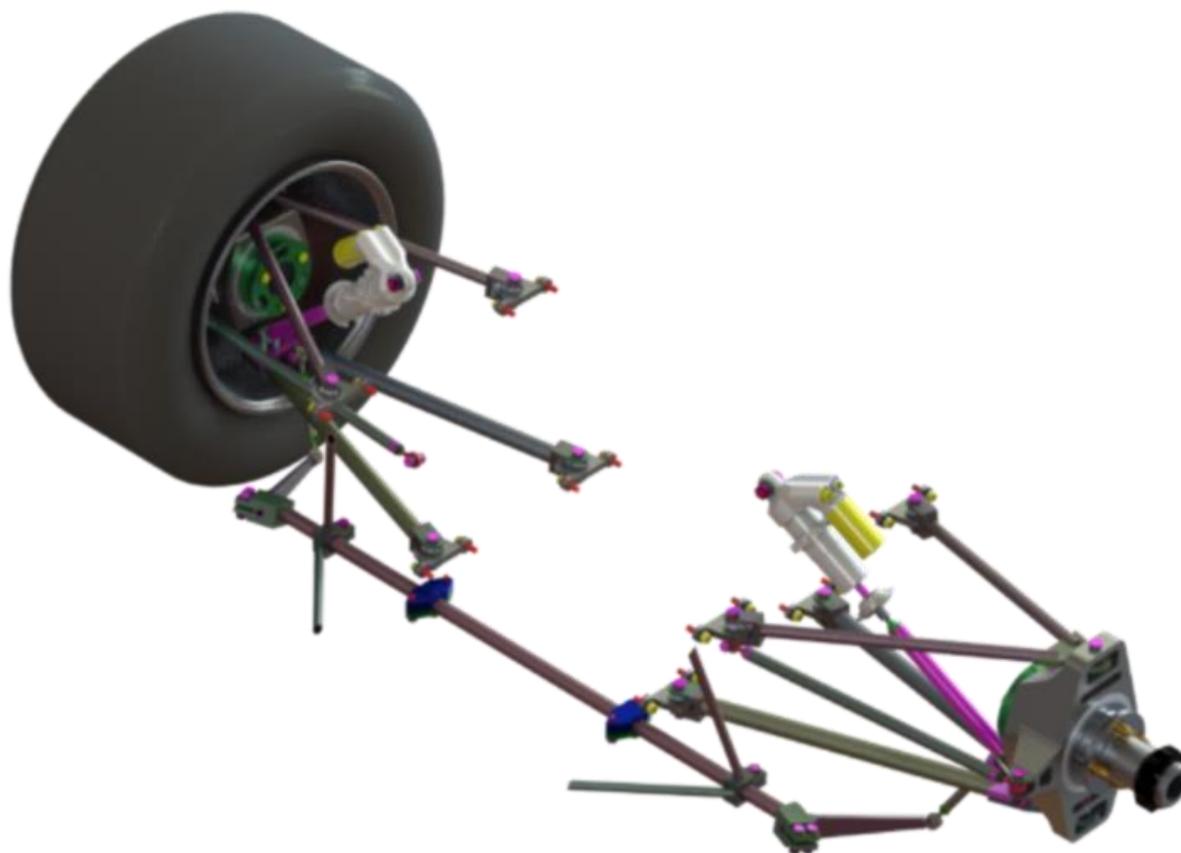


Рисунок 4 – Система присоединения амортизатора напрямую к нижнему рычагу передней подвески

С одной стороны, это позволяет уменьшить податливости за счет меньшего количества элементов, которые могли бы и вызывать их. Кроме того, за счет уменьшения количества связующих можно сократить вес передней оси. Однако не все так хорошо, как может показаться на первый взгляд. Из-за того, что сила сжатия направлена не вдоль амортизаторного штока, сам шток начинает работать на излом. Это увеличивает трение, а также может привести к быстрому износу дорогостоящих амортизаторных стоек.

На рисунке 5 изображена подвеска с конструкцией «моноамортизатор», что означает, что передняя подвеска имеет только одну амортизаторную стойку для правого и левого колеса.



Рисунок 5 – Передняя подвеска с моноамортизатором

Преимущества данного решения – значительное снижение веса, за счет исключения второй амортизаторной стойки, а также за счет исключения связующих компонентов подвески и сокращение стоимости оборудования подвески. Из основных недостатков можно выделить недостаточную жесткость подвески при крене и во время работы подвески в вертикальном направлении. Помимо этого, при данной схеме амортизатор работает только при одноименном ходе колес, но практически не задействован во время прохождения поворота. Также достаточно сложно производить настройку подвески с данной компоновкой.

На рисунке 6 можно увидеть заднюю подвеску одной из лидирующих на данный момент команды. На первый взгляд это обычная подвеска с системой толкающей тяги Push rod. Однако, система также использует тяги и

коромысла для управления наклоном заднего крыла. Управление аэродинамическими элементами во время движения называется активной аэродинамикой. Это позволяет антикрыльям достигать наилучших аэродинамических характеристик во время гонки.

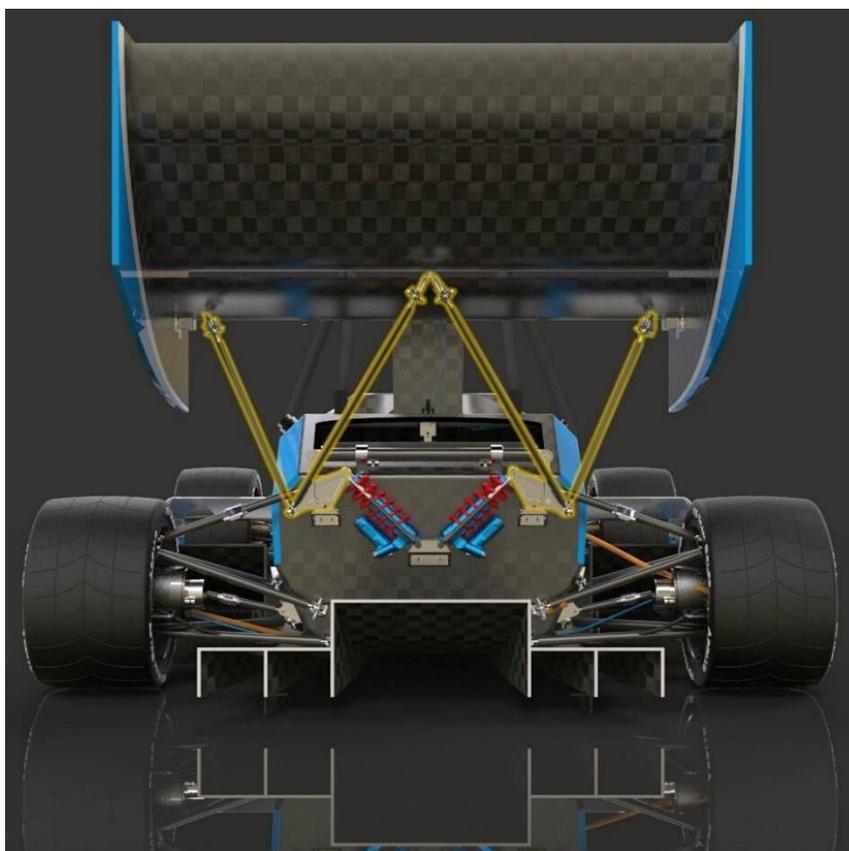


Рисунок 6 – Задняя подвеска с высоким центром крена и активной аэродинамикой

Кроме того, коромысла и стойки амортизаторов были опущены для достижения более низкого центра тяжести. В частности, схема задней подвески этого автомобиля имеет неправильный угол наклона толкающих штанг, и такое расположение не позволяет обеспечить достаточный ход амортизаторов. Вы также заметите отсутствие стабилизатора поперечной устойчивости. Кинематическая схема этой подвески показывает, что центр крена находится довольно высоко, как видно из расположения рычагов на изображении, что приводит к повышенному износу шин.

На рисунке 7 показана задняя подвеска с толкающим штоком, прикрепленным к верхнему рычагу.



Рисунок 7 – Задняя подвеска команды FIU SAE

Видно, что угол, под которым работает толкающая штанга, довольно острый. Но также следует обратить внимание на передаточное отношение коромысла. На первый взгляд может показаться, что хода штока недостаточно для перемещения амортизатора, но при таком передаточном отношении коромысло компенсирует недостаток хода. Вы также можете заметить, что коромысло имеет регулировку передаточного числа.

Недостатком данной подвески можно отметить отсутствие стабилизатора поперечной устойчивости, а также довольно низкий центр крена, из-за чего крен автомобиля будет сильным, за счет чего автомобиль более подвержен потере сцепления.

На рисунке 8 представлена задняя подвеска также с толкающими тягами push-rod's, однако крепления коромысел реализовано на распорках главной дуги. Отсюда, сразу же, проявляется недостаток такой компоновки, так как согласно пункту T3.10.6 регламента FS Rules 2022 команда для прохождения технической инспекции будет вынуждена внедрить в раму болида поддержку распорки главной дуги в место крепления коромысла [5].

Также хотелось бы отметить чрезмерно длинные толкающие тяги, из-за

чего могут увеличиться податливости при работе подвески.



Рисунок 8 – Задняя подвеска команды The university of Maine

Выводы по разделу

В данном разделе были рассмотрены правила и требования основного регламента соревнований «Формула Студент», для определения входящих данных для дальнейшей оптимизации системы подвески и рулевого управления. Также были рассмотрены существующие конструкции подвесок гоночных болидов класса «Формула Студент» университетов из разных стран с целью оценки уровней команд и их результатами на соревнованиях с используемой ими геометрией передней и задней подвески. Оценка показала, что существует большое количество различных конструкций передней и задней подвески, и каждая конструкция имеет свои преимущества и недостатки.

2 Теоретические аспекты работы подвески, имеющие влияние на управляемость автомобиля

2.1 Анализ влияния общих параметров автомобиля на управляемость

«Для каждого гоночного автомобиля одним из основных показателей, влияющих на успешность гонки является управляемость. Гоночные автомобили могут быть чрезвычайно быстрыми, но, если автомобиль нельзя контролировать, то занять первую позицию будет очень сложно. Гоночные соревнования «Формула Студент» не являются исключением, для данного класса автомобилей управляемость и маневренность превыше всего. В основном, для соревнований класса Формула более 50 % трассы отводится на шпильки, шиканы и затяжные повороты, и поэтому вопрос управляемости остро стоит для гоночных инженеров, отвечающих за динамические показатели автомобиля. Именно автомобиль, который может быстрее остальных проходить любые повороты имеет огромное преимущество в гонке, а для этого необходимо иметь хорошую управляемость.

На автомобиль всегда действуют силы, и эти силы могут действовать по трем осям: по оси Z , по которой вес автомобиля и вес груза или пассажиров (только вес водителя имеет значение, так как нет возможности или необходимости для автомобиля Формулы Студент перевозить груз) всегда одинаков, по осям и сторонам автомобиля во время ускорения, замедления и прохождения поворотов. Сила тяги автомобиля противостоит результирующей силе, вызванной аэродинамическим сопротивлением, трением качения и всеми механическими потерями. Силы по оси Y возникают при появлении бокового ускорения, а именно во время любого поворота или маневра» [19].

Рассмотрим влияние момента рысканья во время движения с боковым ускорением на рисунке 9.

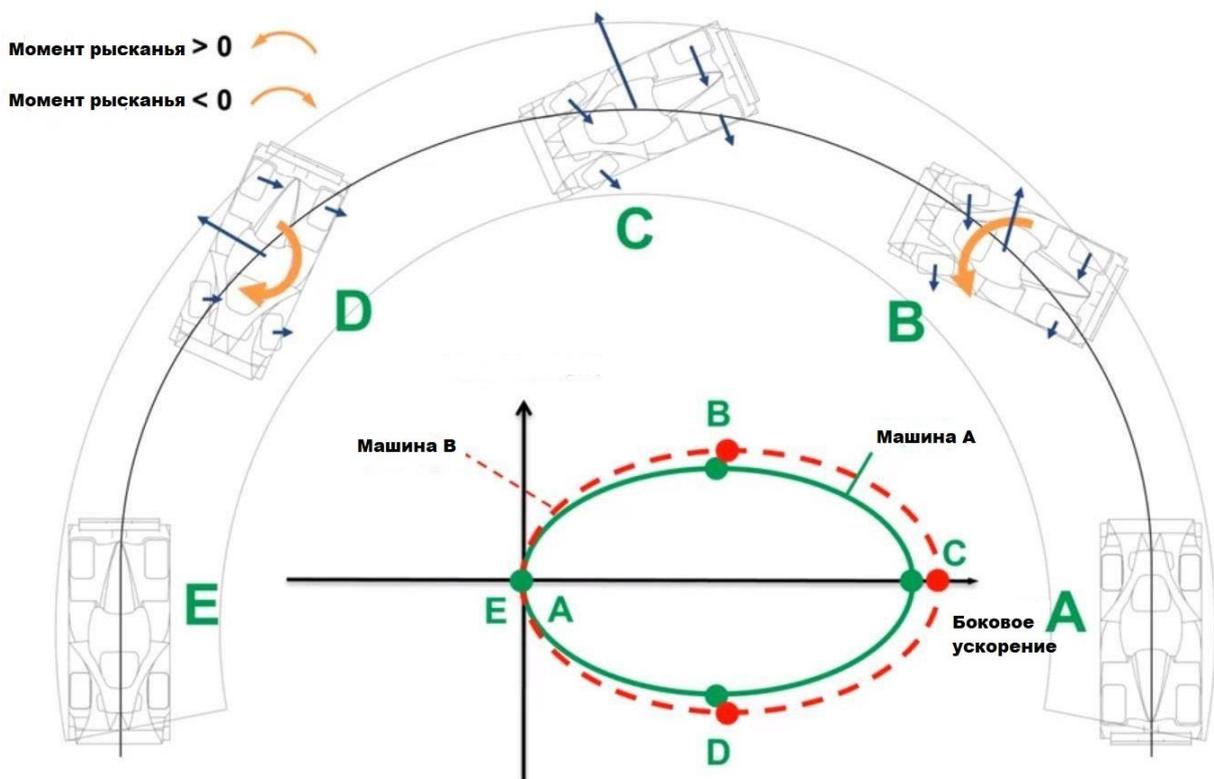


Рисунок 9 – Влияние бокового ускорения на момент рысканья

«Рассмотрим прохождение болидом крутого поворота на 180 градусов. Разделим данный поворот на несколько участков, где:

- А – начало возникновения бокового ускорения,
- В – пик бокового ускорения,
- С – апекс поворота, нулевой момент рысканья,
- Д – выравнивание автомобиля,
- Е – угасание бокового ускорения.

Поворачивая руль в точке А, пилот создает закручивающий момент, то есть момент рысканья из-за появления бокового ускорения, и соответственно и угловая скорость и боковое ускорение и момент рысканья начинают возрастать. В точке В полярное ускорение достигает пикового значения и далее при перемещении автомобиля в точку С полярное ускорение равно нулю, из-за чего в точке С момент рысканья также равен нулю при

максимальном боковом ускорении.

Момент рысканья положителен при повороте и имеет отрицательный знак при повороте в направлении, противоположном повороту. Тогда знак момента рысканья должен измениться с положительного на отрицательный в точке С, а если быть точнее, то при начале стадии перехода из точки С в точку D. Если знак полярного момента не меняется в точке С, то автомобиль в буквальном смысле не может выйти за пределы окружности заданного радиуса.

Когда водитель уменьшает угол поворота руля, продольные и поперечные силы на рулевом колесе уменьшаются, снижая боковую перегрузку и, следовательно, нагрузку на внешние колеса. Продольные и поперечные силы на внутренних колесах оказывают большее влияние на полярный момент, чем силы на внешних колесах, тем самым увеличивая отрицательный полярный момент и «выпрямляя» автомобиль для движения по трассе. На рисунке 10 можно увидеть зависимость увеличения бокового ускорения во время прохождения шпильки.

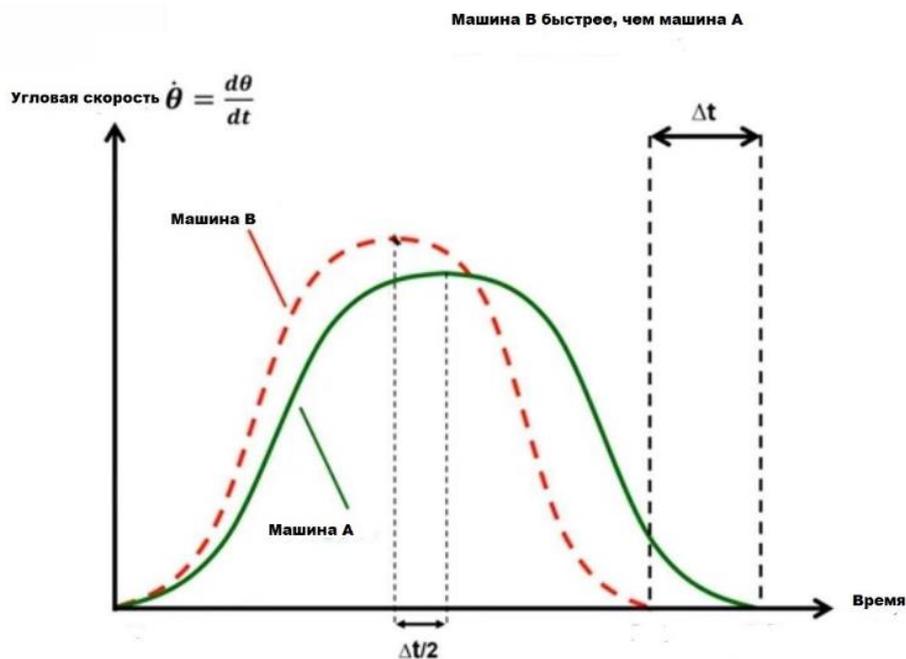


Рисунок 10 – График полярного момента и боковых перегрузок на примере прохождения «шпильки»

Чем больше полярный момент, то есть чем больше угловое ускорение, тем быстрее автомобиль пройдет поворот. Например, на приведенной выше схеме автомобиль А пройдет вираж медленнее, чем автомобиль В. Полярный крутящий момент является результатом действия продольных и поперечных сил в точке контакта с центром тяжести автомобиля и поэтому будет больше, когда эти силы больше» [24].

Основная задача гоночного инженера – добиться наибольшей скорости прохождения поворота (yaw rate), то есть скорость автомобиля в повороте, оцениваемую в количестве градусов (окружности), проходимых автомобилем за одну секунду. Для достижения данной цели автомобильному инженеру необходимо оптимизировать множество параметров автомобиля. Момент рысканья объединяет в себе практически все параметры, влияющие на управляемость и стабилизацию, если быть точнее, от момента рысканья зависит поведение автомобиля в поворотах, а уже сам момент рысканья зависит от множества изменяемых в автомобиле параметров, которые могут быть правильно настроены. На рисунке 11 вокруг условного центра тяжести автомобиля показан момент рысканья и обозначен как M_z .

Момент рысканья – это не постоянная разница между вращающимися моментами передней и задней оси. Это сложный параметр, зависящий от множества системных и внешних факторов. Именно поэтому настройка данного параметра достаточно сложный и долгий процесс, требующий постоянного считывания показателей с датчиков и долговременных испытаний автомобиля на трассе. При прямолинейном движении момент рыскания равен нулю, при условии, что автомобиль исправен и имеет настроенные статические углы, такие как развал и схождение на обеих осях. Для понимания данного параметра рассмотрим двухколесную(упрощенную) модель автомобиля и формулу момента рысканья.

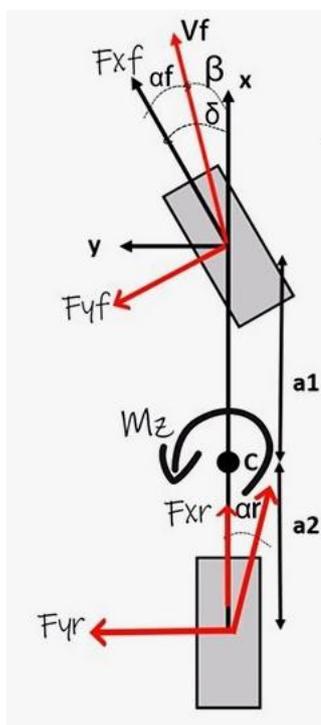


Рисунок 11 – Велосипедная модель автомобиля

«Формула для нахождения момента рысканья записывается следующим образом:

$$\left[\left(F_{x_{FL}} \times \frac{T_f}{2} + F_{x_{RL}} \times \frac{T_r}{2} \right) - \left(F_{x_{FR}} \times \frac{T_f}{2} + F_{x_{RR}} \times \frac{T_r}{2} \right) \right] + [(F_{y_{FL}} \times \cos \beta \text{ left} + F_{y_{FR}} \times \cos \beta \text{ right}) \times a - (F_{y_{RL}} + F_{y_{RR}} \times b)] = M_z \quad (1)$$

где: $F_{x_{FL}}$ – продольная сила переднего левого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{x_{RL}}$ – продольная сила заднего левого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{x_{FR}}$ – продольная сила переднего правого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{x_{RR}}$ – продольная сила заднего правого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$\frac{Tf}{2}$ – половина ширины передней колеи автомобиля, м;

$\frac{Tr}{2}$ – половина ширины задней колеи автомобиля, м;

$F_{y_{FL}}$ – поперечная сила переднего левого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{y_{FR}}$ – поперечная сила переднего правого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{y_{RL}}$ – поперечная сила заднего левого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

$F_{y_{RR}}$ – поперечная сила заднего правого колеса, возникающая в пятне контакта шины с дорогой, Н;

β_{left} и β_{right} – угол направление действительного (с учетом углов увода) движения левого и правого колеса, град;

a – Расстояние от передней оси до центра масс автомобиля, м;

b – Расстояние от задней оси до центра масс автомобиля, м.

Как только мы изучим формулу момента рысканья, мы сразу можем сделать вывод, что на управляемость автомобиля влияют силы сцепления шин с дорожным покрытием, углы увода шин, а также распределение масс между передней и задней осью в автомобиле» [12].

Более восьмидесяти пяти процентов влияния на величину момента рысканья, имеют именно поперечные силы в точке контакта шины с дорожным покрытием, а не продольные. Момент рысканья появляется при возникновении углов увода шин на передней оси, соответственно с появлением бокового ускорения.

Чувствительность, указанная с отрицательным знаком, означает, что мы увеличиваем вращающий момент задней оси, и соответственно увеличиваем эффект чрезмерной поворачиваемости. Наиболее типичная настройка для гражданских автомобилей – настройка подвески с недостаточной поворачиваемостью. Недостаточная поворачиваемость так

распространена за счет того, что она более предсказуема для водителя, недостаточную управляемость легче предугадывать и легче контролировать, поэтому ради безопасности на дорогах этот эффект применяется на большинстве автомобилей.

В гоночном спорте также часто используется настройка, направленная на достижение недостаточной поворачиваемости. Однако по субъективным оценкам пилотов гоночных автомобилей наиболее быстрой машиной в поворотах будет автомобиль, у которого настроена подвеска с эффектом небольшой чрезмерной поворачиваемости, а при высоких скоростях небольшая недостаточная поворачиваемость.

Далее рассмотрим каким образом шины влияют на управляемость автомобиля. Точки контакта колес с дорогой – точки возникновения противодействующих сил. «Важно учесть влияние давления в шинах и предельную силу сцепления колес с дорогой. Этот эффект рассматривается в лабораторном примере для расчета коэффициентов сцепления колес с дорогой. Объектом испытаний является шина Hoosier 13x7.5 компаунда R25B, используемая в Тольяттинском государственном университете на болиде Silver Scorpion G4. Результатом работы является значение силы, при которой колесо начинает проскальзывать. Это значение силы делится на значение нагрузки на колесо в момент заноса для расчета коэффициента сцепления шины с дорогой. Измерения проводятся при различных нагрузках и при разном давлении воздуха в колесе.

На рисунке 12 показана конструкция опоры, которая состоит из пластинообразного участка дорожного покрытия. Для приложения нагрузки к колесу к задней части стенда прикреплен винт, который поднимает и опускает асфальтовую площадку напротив колеса. Под платформой находится второй механизм, который позволяет перемещать платформу в горизонтальном направлении. Платформа может поворачиваться на 90° для измерения вертикальной и горизонтальной силы тяги. Под платформой установлены два тензодатчика для измерения вертикального и

горизонтального направления. Данные с тензодатчиков передаются на осциллограф.



Рисунок 12 – Испытательный стенд для расчета коэффициента сцепления

Вертикальные тензодатчики калибруются с помощью объекта с известной массой. В данном случае для калибровки тензодатчика используется гиря общей массой 100 кг. Таким образом, на осциллографе получается калибровочный коэффициент 78,4 Н/мин. Калибровка горизонтального тензодатчика осуществляется с помощью динамометра, на который передается нагрузка. Показания снимаются с динамометра и осциллографа. Коэффициент калибровки составляет 45,9 Н/мин. В таблице 1 представлены значения, полученные в ходе испытаний шин на стенде.

Таблица 1 – Рассчитанные значения для испытательного стенда

Нагрузка в вертикальной плоскости, Н	Показания осциллографа, делений	Нагрузка в горизонтальной плоскости, Н	Показания осциллографа, делений
544	7,5	1000	~ 22
676	8,75	1200	~ 26
748	10	1400	~ 30,5
890	11,25	1600	~ 35
966	12,5	1800	~ 39
1050	13,75	2000	~ 43,5

Затем колесо помещается на испытательный стенд. Требуемая нагрузка прикладывается к колесу путем прижатия ступицы к винтам испытательного стенда. Нагрузка рассчитывается с помощью 3D-модели, которая вычисляет распределение веса по осям на основе положения центра тяжести автомобиля. Исходя из опыта предыдущих лет, вес автомобиля распределяется примерно 40 % на переднюю ось и 60 % на заднюю ось. Вес автомобиля составляет 225 кг, а вес автомобиля с водителем – 300 кг.

В результате выполнения работы были получены данные, которые представлены в таблице 2» [14].

Из этих результатов можно сделать вывод, что наибольшее сцепление с дорогой происходит при давлении 1,2 бар.

«На внутренней стороне колеса оно составляет 1,2 бар. Как общая тенденция, поперечная сила тяги наибольшая при давлении 90 кг, в то время как продольная сила тяги почти одинакова во всех диапазонах измерений, без характерных пиков в отдельных случаях. Когда автомобиль неподвижен, распределение веса приблизительно равно от 100 до 110 кг на передней оси и от 120 до 140 кг на задней оси. В этом случае коэффициент распределения веса относительно продольной оси автомобиля равен 1 и не может отклоняться более чем 4 %.

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

Hoosier	544 Н	676 Н	748 Н	890 Н	966 Н	1050 Н
0,6 бар	$\Phi_{\text{п}} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,51$	$\Phi_{\text{п}} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\text{п}} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\text{п}} = 1,68$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\text{п}} = 1,57$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\text{п}} = 1,81$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,52$
0,8 бар	$\Phi_{\text{п}} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,48$	$\Phi_{\text{п}} = 2,2$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,53$	$\Phi_{\text{п}} = 2,05$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,46$	$\Phi_{\text{п}} = 2,03$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 2$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,45$	$\Phi_{\text{п}} = 1,93$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,49$
1 бар	$\Phi_{\text{п}} = 1,89$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 2,11$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,55$	$\Phi_{\text{п}} = 2,12$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 1,68$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,51$	$\Phi_{\text{п}} = 1,72$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,55$	$\Phi_{\text{п}} = 1,93$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,55$
1,2 бар	$\Phi_{\text{п}} = 2,16$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 2,38$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 2,44$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,54$	$\Phi_{\text{п}} = 2,12$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,55$	$\Phi_{\text{п}} = 2,13$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,58$	$\Phi_{\text{п}} = 2,05$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,6$
1,4 бар	$\Phi_{\text{п}} = 2,11$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,5$	$\Phi_{\text{п}} = 2,04$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,58$	$\Phi_{\text{п}} = 2,19$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,61$	$\Phi_{\text{п}} = 2,09$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,62$	$\Phi_{\text{п}} = 1,79$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,55$	$\Phi_{\text{п}} = 2,1$ $\Phi_{\text{пр}} = 1,53$

Поэтому рассмотрение возможности аэродинамического обвеса обязательно. Хотя зависимость между прижимной силой и скоростью является квадратично-параболической, прижимная сила может быть полезна в определенных ситуациях. Например, прохождение крутого поворота на скорости от 40 до 50 км/ч дает прижимную силу 48 Н переднего крыла, передней оси, и 50 Н для заднего крыла, задней оси. На рисунке 13 показаны графики зависимости прижимной силы для переднего и заднего комплекта аэродинамики гоночного болида» [8].

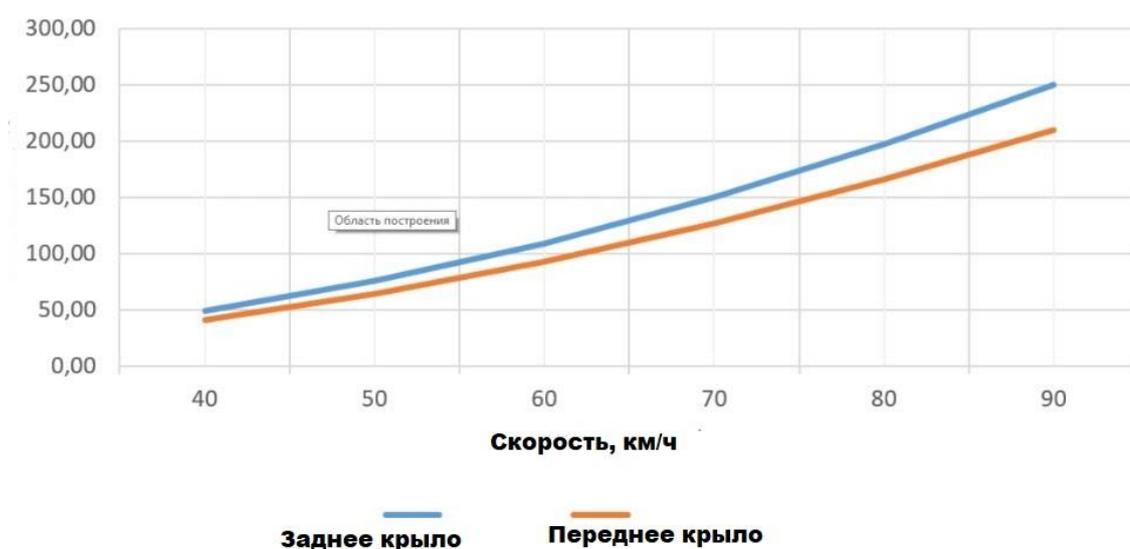


Рисунок 13 – График прижимной силы болида Scorpion G4

Можно обратить внимание, что переднее и заднее крыло дает разную прижимную силу, поэтому не стоит забывать про баланс распределения масс в автомобиле.

Уже при скорости 60 км/ч достигается дополнительная нагрузка в 10 кг на ось, что является эффективным средством повышения коэффициента бокового сцепления при вхождении в повороты после длинных прямых.

2.2 Анализ влияния конструкции передней и задней подвески на управляемость автомобиля

Рассмотрим, для начала, влияние геометрических параметров передней и задней подвески, влияющих на продольное распределение масс при возникновении нагрузки. Для передней подвески рассмотрим такой параметр как anti-dive (анти-клевок), а для задней подвески рассмотрим anti-squat (анти-приседание). Будем рассматривать исключительно подвеску гоночного болида «Формула Студент», а именно подвеска с двойными поперечными рычагами для передней и задней подвески.

Если мы говорим о геометрии передней подвески продольного действия, то речь идет о геометрии anti-dive (анти-клевок). Необходимо представить схематично автомобиль сбоку, как это сделано на рисунке 14.

На изображении можно увидеть, что если мы соединим точки крепления рычагов подвески и продлим эти воображаемые линии до тех пор пока они не пересекутся, назовем это точкой А, затем проведем еще одну воображаемую линию соединяющую точку пятна контакта переднего колеса и точку В (высота центра масс автомобиля указанная на расстоянии колесной базы умноженной на процентное соотношение тормозного баланса автомобиля), то мы получим точку С (точка на линии от точки пятна контакта до точки В), которая располагается ровно под точкой А. Именно процентное отношение высот точки А и точки С показывает нам процент анти-клевкового эффекта.

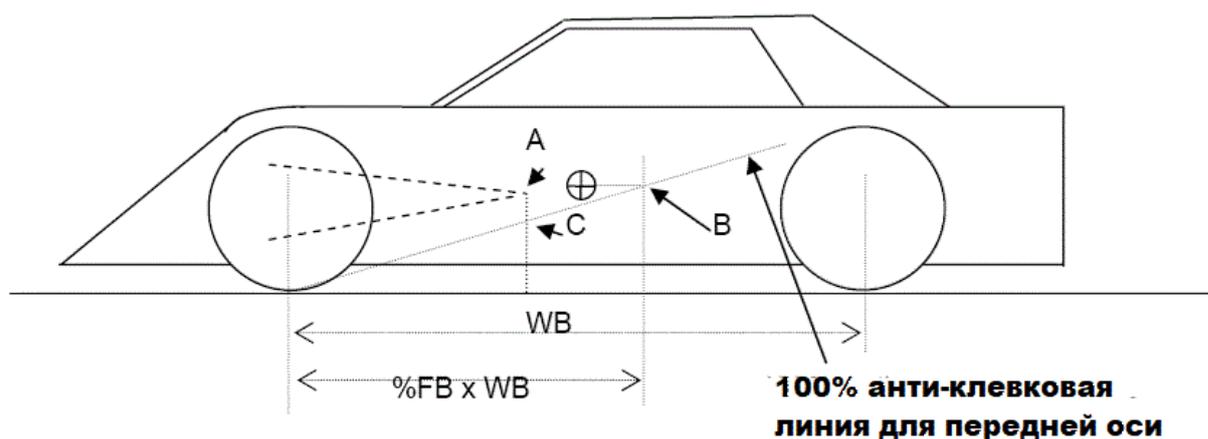


Рисунок 14 – Анти-клевковая геометрия anti-dive

Формула анти-клевкового эффекта имеет вид:

$$\%Anti - Dive = A/C \cdot 100\% \quad (2)$$

где: %Anti-Dive – анти-клевковый эффект в процентном соотношении

A – высота точки пересечения линий, проведенных через точки крепления рычагов подвески, м;

C – высота точки расположенной ровно под или над точкой A, и размещенной на линии, проходящей от точки пятна контакта колеса с дорогой до точки B, м.

Существует три способа использования анти-клевковой геометрии.

Первый способ – 100 % анти-клевкового эффекта. Это тот случай, когда точка A и точка C находятся на одной высоте. В данном случае эффект анти-дайва будет нейтральным, то есть фактически не будет иметь никакого влияния на работу подвески, эффект предотвращения клевка будет полностью зависеть от жесткостных параметров передней подвески [26].

Второй способ – Анти-клевков выше 100 %. Такая геометрия позволяет увеличить жесткость подвески на передний крен кузова во время торможения, что позволяет лучше обрабатывать подвески при торможении в

крутых поворотах, а также данная геометрия позволяет держать переднюю часть автомобиля опущенной даже при подъеме в гору, что позволяет автомобилю быть управляемым даже во время прохождения различных подъемов. Такую геометрию часто применяют для асфальтовых заездов.

Третий способ – анти-клевоч ниже 100 %. Данный способ больше подходит для раллийного спорта и для автомобилей, которым важно переносить вес автомобиля на заднюю ось во время ускорения. При таком способе клевоч автомобиля при торможении будет сильнее, чем при первом и втором способе.

Казалось бы, для гоночного болида «Формула Студент» более подходящим будет второй способ. Однако есть некоторые нюансы использования каких-либо эффектов за счет геометрии подвески. Один из нюансов, это увеличенный износ гоночных шин, которые стоят больших денег, и которые к тому же, трудно приобрести. Это происходит из-за того, что мы, увеличивая сопротивление крену кузова автомобиля переносим всю нагрузку именно на шины, за счет чего происходит увеличенный ее износ.

Кроме того, большинство автомобилей «Формула Студент» имеют именно пространственную раму, а не цельный композитный монокок (что связано с дороговизной производства цельного композитного монокока), часто для сохранения жесткости шасси приходится пренебрегать какой-либо геометрией, которую можно компенсировать другими параметрами. Поэтому для болидов «Формула Студент» иногда вовсе не применяют данную геометрию или же даже приходится применять геометрию с отрицательным эффектом для данного класса автомобилей. Это связано с тем, что рамная конструкция несущей пространственной рамы болида останется жесткой в том случае, если точки крепления подвески будут расположены в узлах рамы (в точках соединения нескольких труб). Так как установка труб в рамной конструкции строго регламентирована основными правилами соревнований «Формула Студент», то иногда конструкция рамы не позволяет применить анти-клевочную геометрию.

Что касается геометрии задней подвески продольного действия, то здесь все очень схоже с анти-клевковым эффектом, только для задней подвески и называется эффектом анти-приседания.

На рисунке 15 мы можем увидеть схематичное изображение геометрии рычагов, образующих эффект анти-приседания.

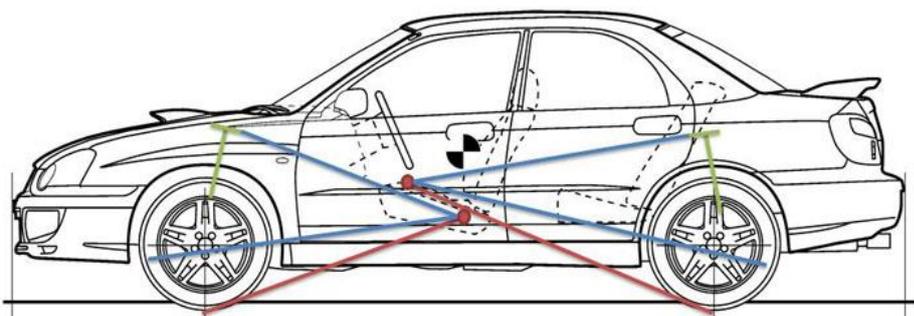


Рисунок 15 – Геометрия анти-приседания (anti-squat)

В данном случае, так как мощностной баланс полностью приходится на заднюю ось, то и линию 100 % анти-приседания мы проводим из точки пятна контакта заднего колеса до точки пересечения горизонтальной линии центра масс автомобиля и вертикальной линии центра передней оси. В таком случае процент эффекта анти-приседания будет процентным отношением высоты точки пересечения воображаемых линий крепления рычагов задней подвески и высоты точки на линии 100 % анти-приседания ровно над или под ней.

Формула эффекта анти-приседания записывается таким образом:

$$\%Anti - Squat = A/C \cdot 100\% \quad (3)$$

где: %Anti-Squat – эффект анти-приседания в процентном соотношении

A – высота точки пересечения линий, проведенных через точки крепления рычагов подвески, м;

C – высота точки расположенной ровно под или над точкой A, и размещенной на линии 100 % анти-приседания, м.

Существует три способа использования анти-приседания.

Первый способ – 100 % эффект анти-приседания. Это тот случай, когда точка А и точка С находятся на одной высоте. В данном случае эффект анти-приседания будет нейтральным, то есть фактически не будет иметь никакого влияния на работу подвески, эффект предотвращения приседания задней оси будет полностью зависеть от жесткостных параметров задней подвески [29].

Второй способ – анти-приседание выше 100 %. Такая геометрия позволяет увеличить жесткость подвески на задний крен кузова во время ускорения автомобиля, что позволяет уменьшить риск пробуксовки задних колес при начале движения, а также обеспечить более устойчивое ускорение при быстром наборе скорости. Такая геометрия часто применяется для дрег-рейсинга.

Третий способ – анти-приседание ниже 100 %. Данный способ больше подходит для раллийного спорта и для автомобилей, которым важно чтобы подвеска поглощала и отрабатывала все неровности на дороге, а также данная геометрия позволяет увеличить сцепление задней оси при разгоне по поверхности с минимальным сцеплением, например грунт, мокрый грязный асфальт.

Точно так же, как и с анти-клевковым эффектом, при использовании геометрии мы увеличиваем нагрузку на шины, тем самым увеличиваем износ. Также, как и для передней подвески при использовании пространственной рамы точки подвески иногда приходится адаптировать под конструкцию рамы, из-за чего не удастся использовать желаемую геометрию. Однако это не является большой проблемой, так как и приседание и клевок можно настроить при помощи жесткости пружин и амортизаторов.

Далее рассмотрим геометрию передней и задней подвески поперечного действия. Речь идет о высоте центра крена подвески автомобиля. Сам по себе центр крена (точка центра крена) является точкой относительно которой автомобиль совершает крен подрессоренной массы при возникновении центростремительного ускорения. Здесь стоит рассматривать именно общий

центр крена автомобиля, который расположен на оси крена автомобиля, как показано на рисунке 16.

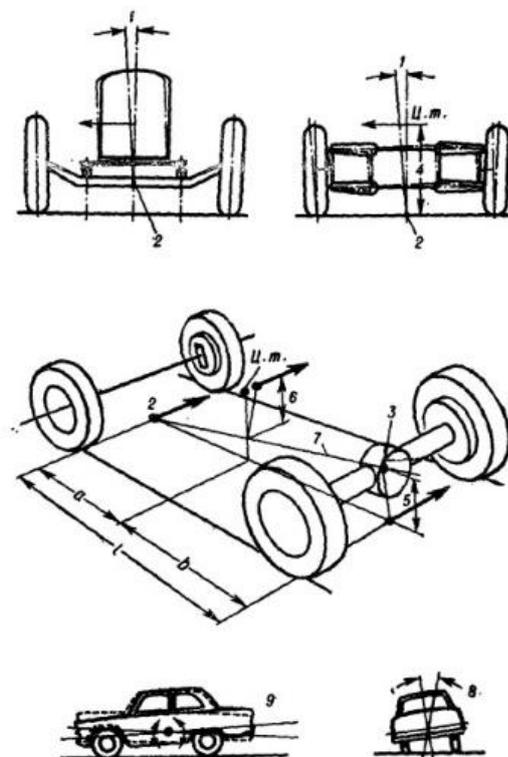


Рисунок 16 – Ось крена автомобиля

На изображении можно увидеть, что ось крена является линией, соединяющей точку переднего центра крена и заднего центра крена.

Для понимания того, как найти центр крена для двухрычажной подвески, рассмотрим рисунок 17.

Как можно увидеть на изображении 17, для начала нам нужно продлить линии верхнего и нижнего рычага воображаемой линией до того, как они пересекутся в одной точке. Далее из получившейся точки необходимо провести линию до центральной точки в пятне контакта шины с дорогой и поставить точку С в пересечении получившейся линии с вертикальной линией, обозначающей центр колеи автомобиля. Точка С – точка центра крена на оси автомобиля и ее высота до земли влияет на силу крена кузова во время поворотов.

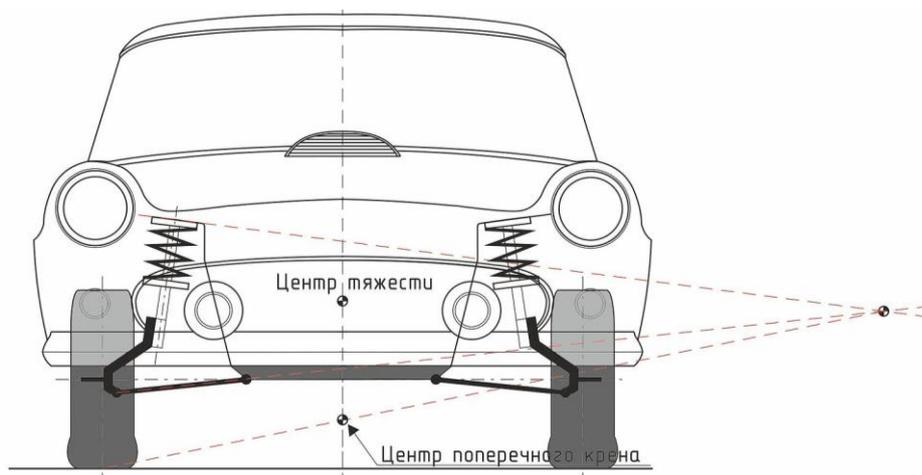


Рисунок 17 – Способ нахождения центра крена для двухрычажной подвески

Итак, соединив точку переднего и точку заднего центра крена линией, мы получим ось крена. Если мы проведем вертикальную линию от центра масс автомобиля до оси крена, то получим точку относительно которой кренится кузов автомобиля при появлении бокового ускорения.

Можно сделать вывод, что исходя из того, что расстояние от оси крена до центра масс автомобиля является плечом приложения нагрузки на подвеску во время крена, то если расстояние от оси крена до центра масс будет равно нулю, то автомобиль вовсе не будет крениться. Это действительно так, однако автомобиль будет похожим на повозку или тележку без какой-либо подвески. Когда это происходит, нагрузка на внутреннее колесо смещается на внешнее колесо во время поворота, что облегчает потерю сцепления, а центробежная сила непосредственно воздействует на внешнее колесо, увеличивая степень деформации шины. Другими словами, за счет уменьшения эффективной площади контакта уменьшается и адгезия.

«Передний и задний центр крена отличается по высоте, для более загруженной оси центр крена должен быть выше, чем для разгруженной оси. Таким образом, для заднемоторного автомобиля центр крена на задней оси будет пропорционально выше, чем на передней оси.

В основном, для болидов «Формула Студент» применяется анти-креновая геометрия, и чаще всего встречаются автомобили с положительным центром крена и для передней оси, и для задней оси. Однако из-за того, что центр масс у автомобилей такого класса расположен достаточно низко, то высота центров крена от земли чаще всего в диапазоне от 10 до 80 мм.

Далее рассмотрим геометрию поворотного кулака и влияние каждого из параметров на управляемость автомобиля.

Поворотный кулак очень важный элемент в автомобиле, который имеет большое влияние на управляемость и стабилизацию автомобиля. Такие параметры как угол поперечного наклона шкворня, угол кастера, плечо обкатки, плечо стабилизации, угол Аккермана, плечо поворота. Все эти параметры закладываются в поворотный кулак на этапе проектирования и имеют большое влияние на поведение болида на трассе» [13].

Угол поперечного наклона шкворня – это, угол между вертикальной линией и линией, соединяющей точку фиксации верхнего рычага к поворотному кулаку и точку фиксации нижнего рычага подвески к поворотному кулаку. Линия, соединяющая эти две точки (точки фиксации рычагов подвески к поворотному кулаку) являются поворотной осью, то есть осью вокруг которой поворотный кулак совершает движение. Сам угол поперечного наклона шкворня имеет влияние на стабилизацию автомобиля, а именно отвечает за возврат колеса к прямолинейному движению после совершения маневра. Стабилизация происходит за счет того, что из-за угла шкворня во время поворота рулевого колеса одно из управляемых колес приподнимает переднюю ось. За счет совокупности таких параметров как кастер и плечо обкатки угол шкворня заставляет колесо возвращаться в обратное положение под нагрузкой, которая возникает на одном из передних колес. Соответственно, чем больше угол поперечного наклона шкворня, тем сильнее будет нагрузка на колесе, соответственно и тяжелее поворачивать рулевое колесо.

Еще один параметр, работающий в связке с углом поперечного наклона шкворня – плечо обкатки. Если продлить линию оси поворота кулака к пятну контакта шины с дорожным покрытием, то расстояние до центра беговой дорожки (зависит от статических углов) будет являться плечом обкатки, что можно увидеть на рисунке 18.

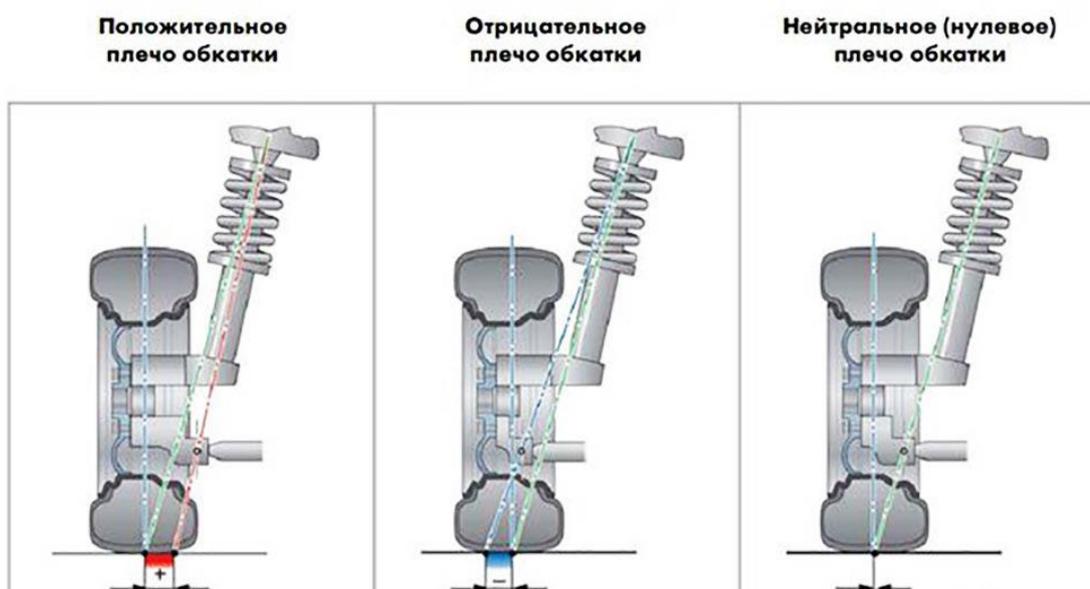


Рисунок 18 – Положительное, отрицательное и нулевое плечо обкатки

Можно увидеть, что существует три различных способа настройки плеча обкатки:

- положительное плечо обкатки – линия поворота в пятне контакта шины с дорожным покрытием пересекается ближе к центру автомобиля, чем центральная линия беговой дорожки шины;
- отрицательное плечо обкатки – линия поворота в пятне контакта шины с дорожным покрытием пересекается дальше от центра автомобиля, чем центральная линия беговой дорожки шины;
- нейтральное (нулевое) плечо обкатки – линия поворота в пятне контакта шины с дорожным покрытием пересекается с центральной линией беговой дорожки шины.

Нейтральное плечо обкатки обозначает, что при повороте рулевого колеса, управляемые колеса пытаются повернуться в одной точке, это означает, что при повороте рулевого колеса мы пытаемся не только приподнять автомобиль, но и также противодействуем силе трения шины при применении крутящего момента в точке пятна контакта. Такая настройка плеча обкатки практически не встречается в современном автомобилестроении [6].

Положительное плечо обкатки часто применяется для заднеприводных автомобилей, так как такая настройка помогает пилоту сохранять прямолинейное движение даже при отпущенном рулевом колесе. Часто такая настройка применяется на спортивных автомобилях. Однако присутствуют свои минусы, такие как неравномерный износ дорогостоящих гоночных шин, а также часто пилоты жалуются на сильный противодействующий момент на рулевом колесе, что препятствовало равномерному прохождению поворотов. Кроме того, сильно положительное плечо обкатки может привести к чрезвычайно тяжелому рулевому колесу, что абсолютно не допустимо в спорте, пилот будет сильно уставать, а результаты на трассе ухудшаться. Большое положительное плечо обкатки применялось только в старинные времена, когда автомобили имели очень узкие колеса с минимальным пятном контакта шины с дорожным покрытием.

Отрицательное плечо обкатки – самое распространенное решение в автомобилестроении за последнее время, так как такая настройка является наиболее стабильной и безопасной для пилота, чем любая другая настройка. Дело в том, что настройка с отрицательным плечом обкатки позволяет сгенерировать определенные усилия, которые уменьшат любую непреднамеренную водителем тенденцию к изменению направления движения, которая в случае с положительной настройкой может иметь место быть.

Далее рассмотрим угол кастера или же угол продольного наклона шкворня. Это еще один из параметров автомобиля, влияющий на

стабилизацию при управлении автомобилем. Существует три настройки угла кастера в автомобиле, эти три настройки показаны на рисунке 19.



Рисунок 19 – Положительный, отрицательный и вертикальный углы кастера

Вертикальный или же нулевой угол кастера не применяется на автомобилях, так как это небезопасно в особенности на большой скорости. Дело в том, что такая настройка исключает стабилизацию управляемых колес. Автомобиль не сможет стабильно ехать прямолинейно, а также управляемые колеса не будут возвращаться в первоначальное положение после завершения маневра.

Отрицательный угол кастера практически не встречается на современных автомобилях. Данная настройка имеет стабилизирующий эффект, но не является стабильной и безопасной. Для настройки с отрицательным углом кастера часто характерен эффект шимми, когда колесо начинает раскачиваться из стороны в сторону, пытаясь найти оптимальное положение. Кроме того, отрицательный кастер совершенно не подходит для спорта, так как данный тип настройки практически не дает обратной связи пилоту о положении управляемых колес. Единственное преимущество такой настройки – легкость рулевого колеса. Такую настройку использовали на старых автомобилях, в которых не было усилителей рулевой системы, чем самым компенсировали большое усилие на рулевом колесе.

Положительный угол кастера – самая распространенная настройка угла кастера на данный момент. Дело в том, что такая настройка буквально

заставляет колесо бежать впереди самого себя, тем самым постоянно сохраняя прямолинейное направление движения автомобиля, даже при наезде на неровность. Положительный угол кастера позволяет пилоту почувствовать рулевое колесо и быть уверенным, что автомобиль будет двигаться в нужном направлении [9].

Однако не стоит забывать о величине угла кастера. Рассмотрим рисунок 20, чтобы разобраться какой же должна быть величина положительного кастера.

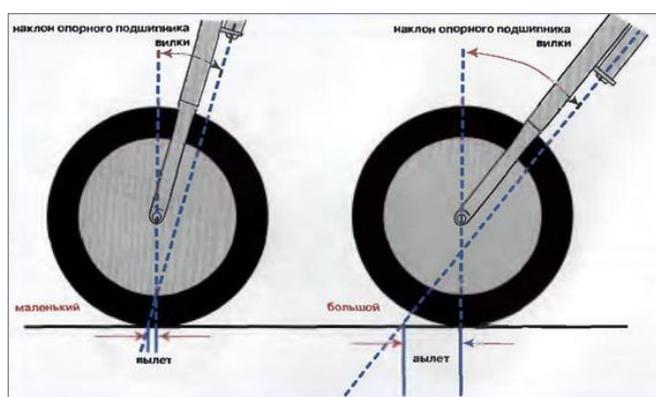


Рисунок 20 – Вылет угла кастера

На рисунке 20 мы можем увидеть, что чем меньше угол, тем меньше вылет угла кастера. Вылет угла кастера влияет на силу стабилизации управляемых колес, усилие на рулевом колесе, а также на управляемость.

Маленький угол кастера обеспечивает меньшее усилие на рулевом колесе и большую маневренность, однако минусами маленького кастера является слабый эффект стабилизации, а также риск недостаточной управляемости, из-за того, что при ускорении масса автомобиля перераспределяется на заднюю ось, а передняя разгружается [17].

Большой кастер наоборот увеличивает усилие на рулевом колесе, увеличивает силу эффекта стабилизации управляемых колес и уменьшает риск недостаточной поворачиваемости за счет того, что при увеличении угла кастера, а, соответственно, с увеличением кастерного вылета мы

увеличиваем вертикальную нагрузку на колесо, тем самым увеличиваем площадь пятна контакта с дорожным покрытием. Из недостатков большого угла кастера и кастерного вылета можно отметить большое усилие на рулевом колесе, пониженную маневренность автомобиля, а также при большом угле кастера часто наблюдается эффект шимми.

Также хотелось бы отметить кастерный вылет до центра колеса, который можно увидеть на рисунке 21.

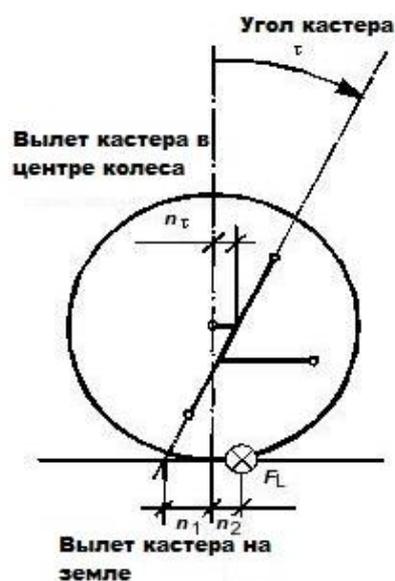


Рисунок 21 – Вылет угла кастера, измеренный до центра колеса

На рисунке 21 можно увидеть такой параметр как вылет угла кастера, измеренный до центра колеса. Это, так называемое, плечо стабилизации. То есть, если мы проведем линию от точки фиксации верхнего рычага подвески до точки фиксации нижнего рычага подвески к кулаку и сделаем замер расстояния от этой линии до центра оси колеса при помощи горизонтальной линии, то мы получим кастерный вылет до центра колеса. Увеличение плеча стабилизации имеет отрицательный эффект для спортивного автомобиля так как уменьшает необходимое усилие для поворота колеса. Дело в том, что, увеличив плечо стабилизации мы уменьшим обратную связь для пилота, а также увеличим биение рулевого колеса при наезде на неровности. Поэтому

и для передней оси, и для задней оси желательно делать нулевое или околонулевое плечо стабилизации.

Далее рассмотрим геометрию Аккермана, которая имеет большое влияние на управляемость автомобиля. На рисунке 22 показаны три различные настройки геометрии Аккермана.

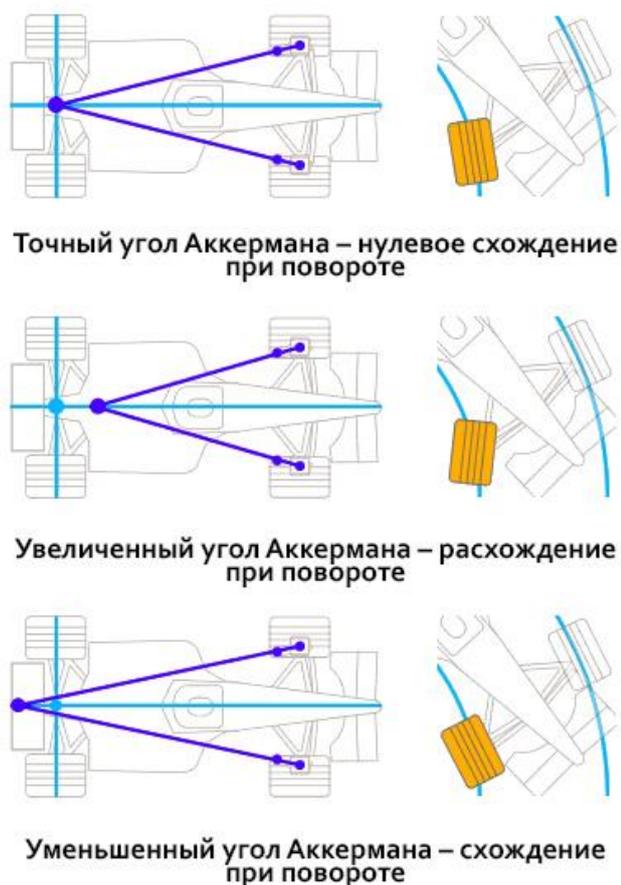


Рисунок 22 – Три настройки геометрии Аккермана

Геометрия Аккермана необходима в автомобиле для:

- увеличения сцепления шин управляемых колес с дорожным покрытием;
- улучшения управляемости на низких и высоких скоростях;
- улучшение комфорта и безопасности движения автомобиля;
- уменьшение износа шин.

Мы получаем точный угол Аккермана если продленные линии, проходящие через линию шкворня и точку фиксации рулевой тяги на поворотном кулаке сходятся ровно на линии задней оси автомобиля. В таком случае, управляемые колеса, в теории, должны ехать по идеальной траектории движения. Так и есть на самом деле, однако ни о какой идеальной траектории речи идти и не может, так как при появлении бокового ускорения появляются углы увода шин, которые не дают автомобилю двигаться в точности по заданной траектории. Точный Аккерман будет правильно работать только на очень низкой скорости, так как углы увода будут практически равны нулю. На большой же скорости данная настройка имеет небольшую склонность к чрезмерной управляемости. Такая настройка редко используется в автомобилестроении.

Мы получаем увеличенный угол Аккермана если продленные линии, проходящие через линию шкворня и точку фиксации рулевой тяги на поворотном кулаке сходятся ближе линии задней оси автомобиля. При такой настройке Аккермана, наружное к повороту колесо будет иметь тенденцию недостаточной поворачиваемости, в то время как внутреннее к повороту колесо будет иметь тенденцию чрезмерной поворачиваемости. При такой настройке пилот получает хорошую поворачиваемость на низкой скорости, а также слабую недостаточную поворачиваемость. Эта настройка распространена в автомобилестроении, так как недостаточная поворачиваемость предсказуемее, чем чрезмерная, что делает эту настройку гораздо безопаснее, чем настройка с уменьшенным Аккерманом.

Мы получаем уменьшенный угол Аккермана если продленные линии, проходящие через линию шкворня и точку фиксации рулевой тяги на поворотном кулаке сходятся дальше линии задней оси автомобиля. При такой настройке Аккермана, наружное к повороту колесо будет иметь тенденцию чрезмерной поворачиваемости, в то время как внутреннее к повороту колесо будет иметь тенденцию недостаточной поворачиваемости. Данную настройку не применяют на гражданских автомобилях. Однако

данная настройка широко распространена в дрифте, а также такую настройку используют некоторые команды Формулы.

Также необходимо рассмотреть статические углы подвески, такие как развал и схождение.

Угол развала – это угол отклонения плоскости колеса от вертикали. При положительном развале колесо отклоняется наружу, то есть расстояние между верхними точками колёс одной оси оказывается больше, чем между их нижними точками в местах контакта с дорогой. А при отрицательном — наоборот, нижняя часть колеса выступает наружу относительно ступицы и верхней части [1].

Основные цели угла развала колес – это равномерный износ шин, а также увеличение площади пятна контакта шин с дорожным покрытием при повороте для того, чтобы не допустить «соскальзывание» автомобиля с траектории движения при достижении максимального бокового ускорения. На рисунке 23 можно увидеть три различные настройки угла развала для автомобилей.

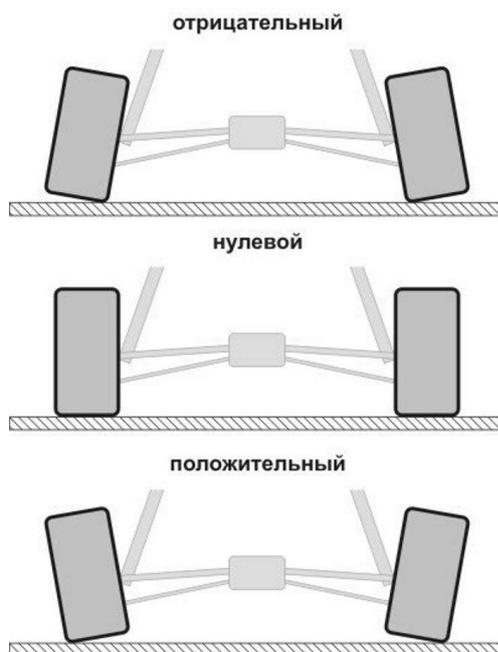


Рисунок 23 – Три настройки угла развала

Статический нулевой угол развала часто применяется на задней оси серийных автомобилей. Однако, для независимой подвески статический нулевой угол развала при появлении водителя и пассажиров превратится в небольшой отрицательный развал, что может хорошо сказаться на управляемости, однако такой настройки явно не будет достаточно для скоростных маневров.

Статический положительный развал устанавливался на старых автомобилях для более равномерного износа шин, так как дорожное покрытие часто имеет не плоскую поверхность. Кроме того, положительный статический развал устанавливают на грузовом транспорте, так как после загрузки кузова развал станет околонулевым, что снизит износ дорогостоящих грузовых шин. Иногда на серийные автомобили устанавливают небольшой положительный развал, для достижения небольшого отрицательного развала при загрузке пассажирами, однако такой настройки также будет недостаточно для скоростных маневров.

Статический отрицательный развал часто устанавливался на спортивных автомобилях для достижения максимального сцепления шин с дорожным покрытием во время прохождения поворотов. Дело в том, что во время поворота масса автомобиля перераспределяется на внешнюю к повороту сторону, и в этот момент необходимо иметь хорошее сцепление с дорогой. Отрицательный развал позволяет при крене кузова автомобиля наклонять колесо в околонулевое состояние, что обеспечивает максимальную площадь пятна контакта шин с дорожным покрытием. Чаще всего у заднемоторных спортивных автомобилей отрицательный развал передней оси немного больше, чем на задней, связано это с тем, что жесткость на крен у задней оси выше, чем у передней оси [25].

Далее рассмотрим еще один статический угол подвески под названием схождение. На рисунке 24 можно увидеть два типа настройки угла схождения на автомобилях.

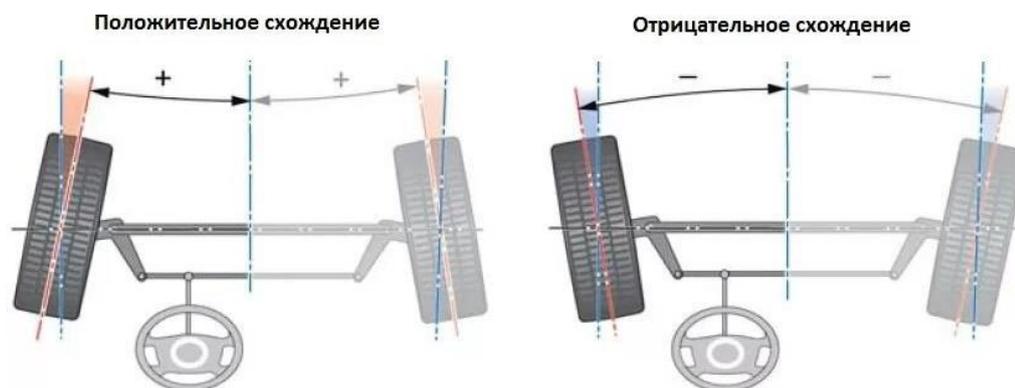


Рисунок 24 – Настройка углов схождения автомобиля

Чаще всего серийные автомобили устанавливают минимальное схождение и на переднюю, и на заднюю ось[11]. Если же говорить о спортивных автомобилях, то такой статический угол как схождение часто применяется для увеличения того или иного показателя на трассе.

Например, если пилоту не хватает поворачиваемости на начальном этапе поворота, то необходимо установить отрицательное схождение на передней оси, либо положительное схождение на задней оси, так как на начальной стадии поворота боковое ускорение, которое действует на автомобиль минимальное, в таком случае уже к середине поворота пилот будет ощущать небольшую недостаточную поворачиваемость. Также и наоборот, если пилот жалуется на недостаточную поворачиваемость в целом, то стоит установить положительное схождение на передней оси и/или отрицательное схождение на задней оси.

Выводы по разделу

В данном разделе были рассмотрены и описаны основные теоретические аспекты кинематики и геометрии передней и задней подвески, влияющие на управляемость автомобиля. Кроме того, описан процесс проведения анализа сцепных характеристик гоночной шины, изученной на испытательном стенде для определения коэффициента сцепления шин с дорожным покрытием.

3 Исследование влияния упругих характеристик подвески на управляемость гоночного болида

3.1 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, что можно увидеть на рисунке 25.

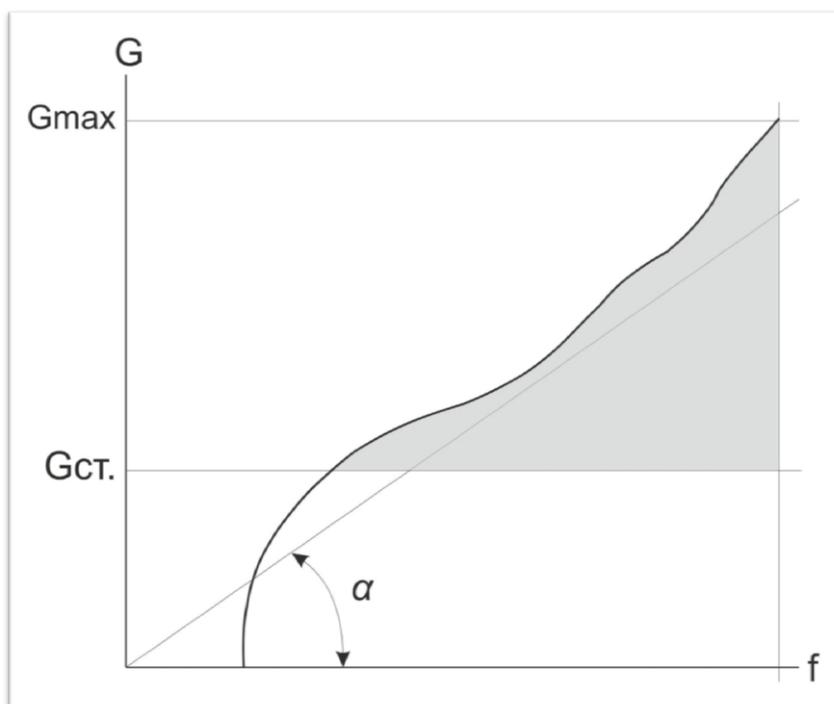


Рисунок 25 – Условный график упругой характеристики подвески

Упругие свойства подвески характеризуют следующие параметры.

Статическое сжатие подвески – величина сжатия подвески под собственным весом автомобиля, что является клиренсом транспортного средства и образует дорожный просвет, однако включая массу пилота, пассажиров и багажа тоже будет являться статическим сжатием для

загруженного автомобиля. Для типичного гражданского автомобиля статическое сжатие подвески варьируется от 50 до 70 мм. Если же рассматривать спортивные автомобили с более жесткой подвеской, то значение снижается до 30 или 50 мм. Для болидов класса Формула статическое сжатие может варьироваться в пределах от 15 до 35 мм.

Динамическое сжатие – сжатие подвески, которое происходит под воздействием динамических нагрузок при движении автомобиля. Обычно равен полному ходу подвески от статического положения до ограничителя хода подвески (чаще всего упругий буфер отбоя). В основном полный ход достигается при наезде на неровность. В основном максимальный ход подвески при проектировании ограничивается конструкцией кузова, а также предназначением подвески. Например, современный городской кроссовер имеет статическое сжатие от 50 до 70 мм, и динамическое сжатие до отбоя – от 60 до 100 мм. Если же рассматривать спортивный болид класса «Формула Студент», то в соответствии с пунктом регламента соревнований T2.3.1, минимальный ход подвески должен быть не менее 50 мм (в сумме для сжатия и отбоя). Таким образом оптимальный полный ход подвески для автомобилей «Формула Студент» является от 50 до 60 мм» [15].

Жесткость подвески – это отношение необходимой силы для сжатия упругого элемента на определенное расстояние. Чаще всего жесткость упругих элементов измеряется в Н/мм. Например, жесткость автомобильной пружины 150 Н/мм, означает, что для сжатия пружины на 1 мм необходимо приложить усилие по нормали к оси пружины, равное 150 Н.

Энергоёмкость подвески – способность подвески автомобиля гасить критические нагрузки во время движения автомобиля. Энергоемкость подвески автомобиля зависит от длины хода подвески, а также от ее жесткости. То есть для увеличения энергоемкости подвески необходимо увеличить ход подвески или же увеличить жесткость подвески. В современном мире для увеличения энергоемкости подвески, при этом не жертвуя комфортом для водителя и пассажиров используют упругие

элементы с прогрессивной характеристикой, то есть пружины, жесткость которых возрастает нелинейно при увеличении сжатия.

3.2 Влияние жесткости подвески на управляемость болида

Подвеска играет важную роль в автомобиле. Элементы подвески не только создают связь колес с кузовом, но и влияют на поведение автомобиля во время движения. В зависимости от предназначения подвески она может быть как мягкой и комфортной, так и жесткой.

Большую роль в поведении автомобиля на дороге имеет жесткость подвески. Например, городской автомобиль не должен иметь большую жесткость подвески, а напротив иметь мягкую – для более комфортного передвижения в городских и загородных условиях. Гоночный автомобиль (трековый), как раз таки, должен иметь короткоходную жесткую подвеску из-за того, что автомобиль испытывает большие перегрузки, а для того, чтобы не терять сцепление с дорожным полотном при ускорении, торможении и прохождении поворотов необходимо снижать перераспределение масс и крены автомобиля. Однако несмотря на то, что жесткая подвеска для гоночного автомобиля является оптимальным решением, нельзя просто использовать подвеску с максимальной жесткостью, так как все гоночные трассы имеют различные конфигурации, а также во время гоночных соревнований может быть абсолютно разная температура. Так, например, в дождливую и влажную погоду лучше иметь подвеску помягче для увеличения распределения масс, что компенсирует недостаток сцепления со скользким дорожным покрытием.

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.

В основном нелинейную жесткость пружин используют для автомобилей с повышенным комфортом. Но при этом их подвеска является энергоемкой, за счет чего на таких автомобилях достаточно сложно ощутить «пробой» подвески – когда подвеска достигает своего максимального хода и передает остаток нагрузки на кузов. Для гоночных же автомобилей чаще всего используют пружины с линейной жесткостью, а более тонкие настройки проводятся за счет амортизаторов, которые в спортивном мире имеют большое количество настроек по скорости сжатия.

«На рисунке 26 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 больше хода отбоя), чтобы сцепление колёс в повороте было максимальным. Поэтому при прохождении поворотов вместе с торможением, когда распределение веса достигает максимума на переднем внешнем колесе, а на заднем внутреннем вес стремится к нулю, колесо может оторваться от земли» [4].



Рисунок 26 – Гоночная Lada Granta Sport WTCC

В противовес рассмотрим автомобиль Лада Нива во время прохождения поворота на тестах управляемости, показанный на рисунке 27.



Рисунок 27 – Лада Нива в повороте

«В повороте у Нивы от земли оторвалось переднее внутреннее колесо. При этом на картинке видно насколько сильно отклонилась от состояния спокойствия шина на переднем внешнем колесе. Подвеска нивы была разработана для комфортной езды, как по городу, так и по внедорожной местности, поэтому имеет подвеску сильно мягче, чем у гоночного автомобиля, то есть имеет большой ход подвески и больше подвержена крену кузова и перераспределению масс.

Для регулировки и настройки жесткости можно применять разные способы:

- изменение жесткости упругого элемента;
- изменение жесткости амортизаторов с помощью регулировки скорости отбоя и сжатия;

— использование стабилизатора поперечной устойчивости.

Рассмотрим по порядку эти три способа регулировки жесткости.

На этапе проектирования подбирается жесткость упругих элементов в зависимости от необходимого хода подвески, высоты центра масс автомобиля, высоты центра крена передней и задней оси, распределения масс между передней и задней осью автомобиля» [21]. Для этого рассчитываются критические дорожные ситуации, например при торможении, разгоне, скоростном повороте, прохождении резкой шпильки. При этом подвеска должна быть подобрана таким образом, чтобы при любой из рассчитанных ситуаций подвеска не достигала своего максимального хода и при этом не была чересчур жесткой, иначе вся нагрузка будет приходиться на шины, что приведет к быстрому их износу, а также уменьшению сцепления в повороте. «Конечно, на этапе проектирования важно задать необходимые параметры пружин, однако на этапе тестирования пружины могут быть заменены в зависимости от субъективных отзывов пилотов. Так было на болиде Scorpion G2, когда задняя подвеска оказалось слишком жесткой, и статический прогиб подвески составлял всего 15 мм вместо положенных 25 мм.

Для болидов «Формула Студент» принято использовать пружины с линейной характеристикой жесткости, как и на других гоночных автомобилях» [18].

Основной задачей амортизатора является гашение колебаний, вызываемых упругим элементом. Однако, амортизатор также придает определенную жесткость подвеске автомобиля. Если же убрать амортизаторы из автомобиля, то после проезда по неровности подвеска начнет вертикально колебаться, и ее будет очень трудно остановить, а это очень опасно, так как это дестабилизирует автомобиль. Достаточно сложной задачей является правильный подбор амортизаторов для автомобиля, однако некоторые гоночные амортизаторы имеют различные регулировки для различных скоростей сжатия. Например, часто используемые в соревнованиях «Формула Студент» амортизаторы Ohlins TTX25, которые

изображены на рисунке 28 имеют 4 различные настройки с 12-ю регулировками по каждой из настроек.



Рисунок 28 – Амортизаторы Ohlins TTX25 FSAE

Итак, что же это за настройки и в чем их особенность:

- high speed jounce (быстрое сжатие) – эта регулировка позволяет увеличить или уменьшить сопротивление амортизатора на сжатие при высокой скорости сжатия (чаще всего при наезде на неровность, резком разгоне и торможении). За счет этой регулировки можно увеличить жесткость подвески на сжатие, а также уменьшить распределение масс при резкой остановке или старте, тем самым может позволить заблокировать все колеса при торможении или увеличить сцепление при разгоне (заднеприводный авто) [28];
- high speed rebound (быстрый отбой) – данная настройка имеет те же самые возможности, что и для быстрого сжатия, только работают они в обратную сторону. Например, для заднеприводного автомобиля, если не хватает сцепления на задней оси из-за слишком большой вертикальной нагрузки, то можно увеличить характеристику быстрого

сжатия на задней оси и увеличить характеристику быстрого отбоя на передней оси, тем самым уменьшить скорость перераспределения масс между передней и задней осью и разгрузить заднюю ось при старте;

– low speed jounce (медленное сжатие) – данная регулировка больше работает при крене автомобиля во время поворота автомобиля. С помощью этой настройки можно также увеличить или же уменьшить перераспределение масс автомобиля, а соответственно и крен автомобиля во время маневров;

– low speed rebound (медленный отбой) – данная настройка имеет те же самые возможности, что и для медленного сжатия, только работают они в обратную сторону.

Рассмотрим пример на базе заднеприводного болида «Формула Студент». Например, если пилот жалуется на недостаточную поворачиваемость болида, в таком случае можно урегулировать проблему за счет настроек амортизаторов. При недостаточной поворачиваемости мы имеем чрезмерное сцепление для задней оси и недостаточное сцепление передней оси. В данной ситуации можно уменьшить сцепление задней оси в повороте за счет увеличения медленного сжатия и уменьшения медленного отбоя, а также увеличить сцепление передней оси за счет уменьшения медленного сжатия и увеличения медленного отбоя.

Применение стабилизатора поперечной устойчивости распространено на автомобилях 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, что негативно скажется на управляемости, так как распределение веса будет неэффективным и шины автомобиля будут использованы неэффективно. 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» [23].

3.3 Исследование влияния иных упругих характеристик подвески

«В соревнованиях «Формула Студент» минимальная величина хода сжатия определена регламентом соревнований. Статическое сжатие 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 мм. Для примера: эффективное статическое сжатие подвески для легкового автомобиля должно составлять от 150 до 300 мм. Такие данные справедливы для автомобилей на дорогах общего пользования. 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 сжатия подвески для спортивного автомобиля имеет большое значение.

Для болидов «Формула Студент» немаловажно сделать центр тяжести как можно ниже, так как во время прохождения технической инспекции одним из ее этапов станет тест на наклонном столе. Автомобиль наклоняют на 60 градусов от земли (рисунок 29). При этом никакие жидкости не должны быть пролиты, а верхние колеса не должны оторваться от платформы» [10].



Рисунок 29 – Тест на наклонном столе

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 абсолютно 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 расстояние от отверстия до края детали равное полутора диаметрам 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, выгнув 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.

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 окончания воздействия этих сил очень важна для спортивного автомобиля» [16].

Выводы по разделу

В данном разделе было рассмотрено и описано влияние жесткостных и упругих элементов подвески автомобиля на управляемость. Выявлено, что под жесткостью подвески стоит понимать не только жесткость амортизаторов, но и взаимную жесткость левой и правой сторон подвески относительно друг друга. Путем использования стабилизаторов поперечной устойчивости возможно достичь желаемых параметров поперечной жесткости без чрезмерного увеличения жесткости подвески в целом.

4 Проектирование передней и задней подвесок гоночного болида «Формула Студент»

4.1 Описание основного расчетного инструмента АДАМС

Для расчета подвески автомобилей часто используются специализированные программы, которые позволяют расположить пространственные точки подвески, а также получить полный отчет о работе подвески. Это позволяет инженерам добиться желаемых результатов работы подвески еще на этапе проектирования, после чего остается лишь провести настройку подвески на полигоне. Такие специализированные программы позволяют получить хорошие показатели подвески в условиях ограниченного времени на проектирование.

Программа АДАМС распространена среди крупнейших автопроизводителей, а также в гоночном автоспорте, так как это уникальный в своем роде продукт, заключающий в себе огромное количество функций и решаемых задач. В данной программе есть возможность расчета абсолютно любого типа подвески. В программе уже есть загруженные шаблоны различных типов подвески, таких как:

- подвеска МакФерсон,
- зависимая подвеска с балкой или мостом,
- полузависимая со скручивающейся балкой,
- многорычажная подвеска,
- подвеска с двойными поперечными рычагами,
- подвеска типа Де Дион.

На этом программа не ограничивает пользователя, в программу встроен модуль создания собственных шаблонов. Процесс достаточно трудоемкий, необходимо потратить много времени на то, чтобы задать все кинематические параметры каждой составляющей подвески, однако модуль действительно полезен, и позволяет смоделировать подвеску, например, для

гоночного болида «Формула Студент», которую можно увидеть на рисунке 30.

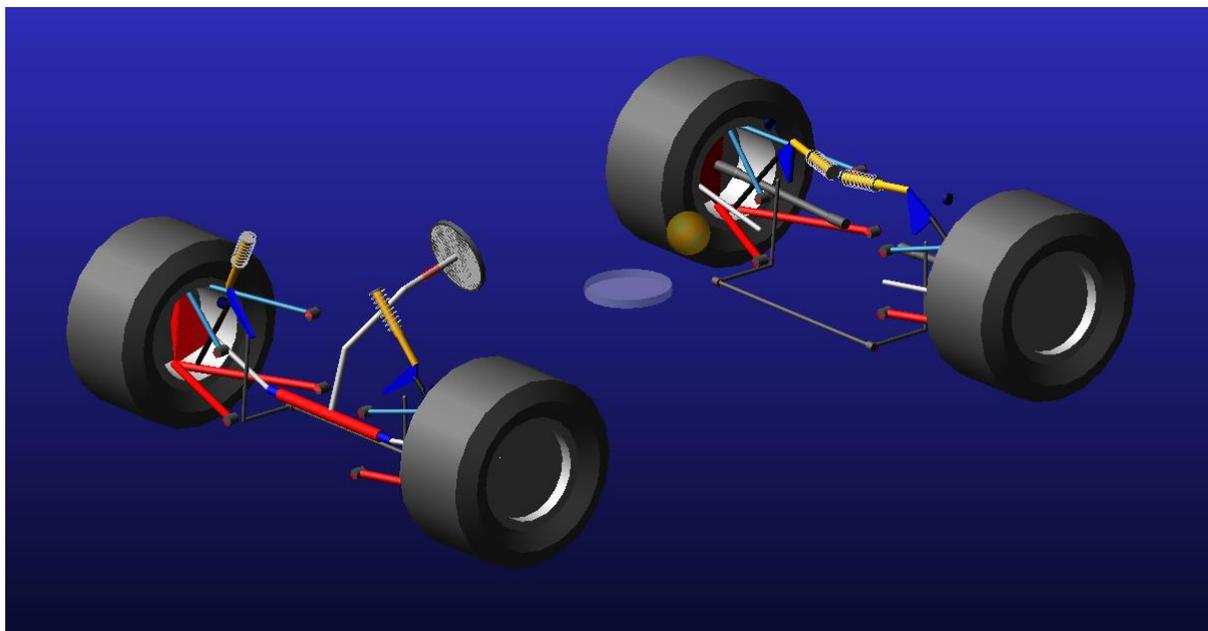


Рисунок 30 – Упрощенная кинематическая модель подвески гоночного болида Scorpion G4

На изображении можно увидеть полную сборку передней и задней подвески со стабилизаторами поперечной устойчивости, а также рулевую систему.

Для того, чтобы начать работу и анализ данных в АДАМС для начала необходимо подготовить шаблон подвески, что и было сделано в модуле программы под названием Template Builder. Далее необходимо создать подсистемы передней и задней подвесок, которые далее будет соединены в полную сборку. Для гоночного болида «Формула Студент» необходимо создать такие подсистемы как:

- колеса (передние и задние);
- кузов или шасси (задает параметры поддрессоренной массы автомобиля);
- рулевая система (включает в себя рулевую рейку, рулевое колесо, рулевые тяги);

- стабилизаторы поперечной устойчивости (передний и задний);
- подвеска (передняя и задняя), которая включает в себя рычаги подвески, кулаки подвески, амортизаторные стойки и тяги типа пушрод.

Каждая подсистема требует внесения различных вводных данных, например, таких как масса (а также процент подрессоренной массы для элемента), жесткостные характеристики элементов (жесткость шин, жесткость пружин), размерные показатели (размер шин, вылет колесного диска, длина и диаметр пружин), функциональные характеристики (ход подвески, ход рулевой рейки).

За счет внесения большого количества данных в итоговую модель подвески, в конечном итоге, мы можем получить максимально точную модель, практически не отличающуюся от окончательно построенного автомобиля в реальной жизни. Это позволяет сократить время на настройку, а также на исправление ошибок проектирования на этапе испытаний автомобиля. Кроме того, такой подход проектирования позволяет в сжатые сроки получить действительно желаемые показатели подвески для гоночного болида [3].

После того, как все подсистемы будут готовы, необходимо установить координаты каждой из основных точек подвески, которые будут задавать кинематические параметры подвески болида. Точками задаются все узлы фиксации элементов подвески к кузову или пространственной раме автомобиля. Когда точки расставлены, необходимо также задать характеристику кинематики того или иного узла, определяющую ограничения, а также направления движения элементов.

На рисунке 31 можно увидеть пример таблицы со всеми точками подвески гоночного болида, и с координатами каждой из точек. Каждую из этих точек есть возможность изменить в любое время, что дает возможность быстрой оптимизации подвески.

Hardpoint Modification Table

Assembly Subsystem FULL_front_suspension_G4

	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
fsae_front_arb.ground.hpl_arb_bend	98.0	-291.0	-141.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_axis	-51.35	-238.87	82.18	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_BC_center	-52.35	-238.87	82.18	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_damper_inboard	-64.95	-229.1	330.28	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_damper_outboard	-39.66	-335.62	173.7	(none)
fsae_front_arb.ground.hpl_drop_link	-30.0	-281.0	76.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_lca_front	-127.0	-230.0	-98.2	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_lca_outer	-2.6	-586.0	-98.2	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_lca_rear	150.0	-245.0	-98.2	(none)
fsae_front_arb.ground.hpl_leaf_link	-41.0	-293.0	-141.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_prod_inboard	-38.47	-332.62	140.16	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_prod_outboard	0.55	-505.13	-71.19	(none)
fsae_steering_good_rul.ground.hpl_rack_house_mount	-22.0	-180.0	-50.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_ride_height	-766.0	-219.1	116.65	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_tierod_inner	-22.0	-220.0	-50.0	(none)
fsae_steering_good_rul.ground.hpl_tierod_inner	-22.0	-220.0	-50.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_tierod_outer	65.0	-525.0	-33.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_uca_front	-127.0	-260.0	60.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_uca_outer	6.6	-569.0	114.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_uca_rear	151.0	-274.0	75.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hpl_wheel_center	0.0	-600.0	0.0	(none)
fsae_front_arb.ground.hps_arb_center	98.0	0.0	-141.0	(none)
fsae_front_suspeee33.ground.hps_camber_adj_orient	-2.6	0.0	-98.2	(none)
testrig.ground.hps_global_part_reference	0.0	0.0	0.0	(none)
fsae_steering_good_rul.ground.hps_intermediate_shaft_forward	25.0	0.0	100.0	(none)
fsae_steering_good_rul.ground.hps_intermediate_shaft_rearward	200.0	0.0	200.0	(none)
fsae_steering_good_rul.ground.hps_pinion_pivot	-22.0	0.0	-50.0	(none)

Рисунок 31 – Матрица точек подвески гоночного болида с координатами

Как только полная модель подвески со всеми характеристиками будет готова, можно переходить к этапу симуляций кинематических и ходовых характеристик подвески.

При помощи данной программы можно сразу комплексно сделать K&C (kinematics&compliances) анализ и получить отчет, либо можно сделать ряд отдельных, только необходимых, симуляций и составить собственный отчет. Отчет K&C необходим при проектировании, чтобы увидеть статические характеристики подвески, такие как углы продольного и поперечного наклона шкворня, угол Аккермана, центр переднего и заднего крена, ось крена автомобиля, жесткость подвески, измеренную на колесе, и многое другое.

Помимо статических параметров, также, необходимо проанализировать изменения и интенсивность изменений статических углов подвески при ее работе в реальных условиях. Это дает понять, как будет вести себя

автомобиль при прохождении гоночной трассы. При проведении К&С-анализа, также, не стоит забывать о проверке податливостей (compliances) элементов и точек крепления подвески автомобиля. Потому как податливости тоже влияют на работу подвески и, например, даже при условии, что податливость каждого элемента по отдельности является минимальной, то при сложении суммы податливости всех элементов подвески, может получиться внушительное отклонение углов подвески от спроектированных.

В основном, самые необходимые симуляции, которые необходимо провести и проанализировать в рамках К&С-расчета, это:

- симуляция одноименного хода подвески,
- симуляция разноименного хода подвески (крен),
- симуляция сил, возникающих при торможении,
- симуляция сил, возникающих при разгоне,
- симуляция боковых сил при одноименном ходе подвески,
- симуляция боковых сил при разноименном ходе подвески,
- симуляция закручивающих сил при одноименном сжатии подвески,
- симуляция закручивающих сил при разноименном сжатии подвески,
- симуляция вращения рулевого колеса.

Для того, чтобы провести симуляции необходимо для каждой отдельной ввести определенные входные данные, такие как ход подвески, количество циклов, время симуляции, силы, ход рулевой рейки и так далее.

На рисунке 32 можно увидеть одну из симуляций разноименного хода подвески.

Помимо симуляций передней и задней подвесок по отдельности, также программа позволяет проводить симуляции поведения автомобиля, как единой системы. Для этого необходимо создать сборку, которая будет состоять из тех же подсистем, однако подсистемы и передней, и задней подвески будут объединены в одну общую сборку.

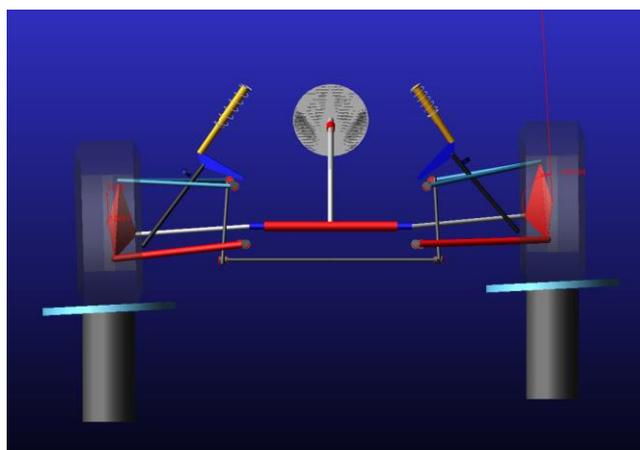


Рисунок 32 – Симуляция максимального разноименного хода подвески

Симуляция передней и задней подвесок позволяют проанализировать характеристику подвески и рулевой системы по критериям управляемости, стабилизации, плавности хода, а также позволит определить предельные значения продольного и бокового ускорения. Возможности программы позволяют смоделировать реальную гоночную трассу и проверить, как автомобиль сможет пройти все повороты и прямые, какие ускорения будут возникать, какая продольная и угловая скорость будет на том или ином участке трассы, какие силы будут возникать, и многие другие параметры, которые важно знать при проектировании подвески.

На рисунке 33 можно увидеть симуляцию прохождения одного из испытаний соревнований Formula Student, под названием SkidPad (восьмерка).

Также одной из полезных функций программы является создание определенных нагрузочных случаев (load case), которые позволяют достичь предельных нагрузок при тех или иных дорожных ситуациях. В основном, нагрузочные случаи подбираются на базе продольных и поперечных ускорений, возникающих при движении, а также разрушительные случаи, например, фронтальный удар колеса о препятствие. В свою очередь это позволяет определять максимальные силы при максимально сложных дорожных ситуациях.

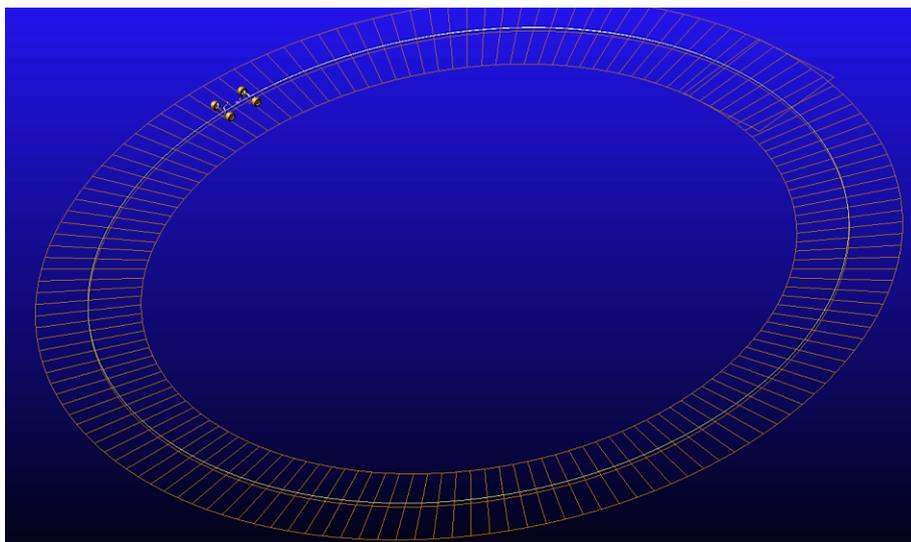


Рисунок 33 – Симуляция прохождения гоночного испытания SkidPad

Силы можно вывести при помощи графиков по трем направлениям для каждой из точек подвески. Полученные данные можно получить для проведения САЕ (конечно-элементный анализ). Проведение данного рода анализа позволит оптимизировать конструкцию элементов подвески таким образом, что масса будет минимальной при определенном запасе прочности, что также положительно скажется на поведении автомобиля, ведь это позволит уменьшить податливости, а также уменьшить неподрессоренные массы, что обеспечит постоянный контакт шины с дорожным покрытием.

4.2 Описание дополнительного расчетного инструмента Lotus suspension

Еще одной специализированной программой для расчета и анализа подвески автомобиля является Lotus suspension. Это тоже профессиональная программа, которая обладает большим функционалом для инженеров шасси.

Данная программа по целям и способу реализации очень схожа с программой АДАМС, но имеет меньший функционал. Лотус по сравнению с АДАМС имеет и преимущества, и недостатки.

Преимуществами Лотус являются:

- простота работы с программой – обучиться работать с Лотус намного легче и занимает меньше времени, чем обучиться работать с АДАМС;
- скорость работы – быстрое создание кинематической модели и настройкой точек подвески;
- быстрое создание подробных текстовых отчетов, позволяющих быстро анализировать данные;
- высокая скорость визуализации движения элементов подвески.

Недостатками Лотус являются:

- отсутствие симуляций управляемости, стабилизации, плавности хода;
- невозможность создать и проверить нагрузочные случаи;
- неудобная графическая визуализация результатов анализа;
- недостаток информации из получаемых отчетов.

Программа Лотус используется мной как запасной инструмент для верификации полученных отчетов из программы АДАМС, а также для проведения быстрых расчетов, в условиях ограниченного времени. Кроме того, быстро провести настройку или регулировку также бывает очень важно, особенно на этапе тестирования болида в реальных условиях.

На рисунке 34 можно увидеть упрощенную кинематическую модель подвески гоночного болида.

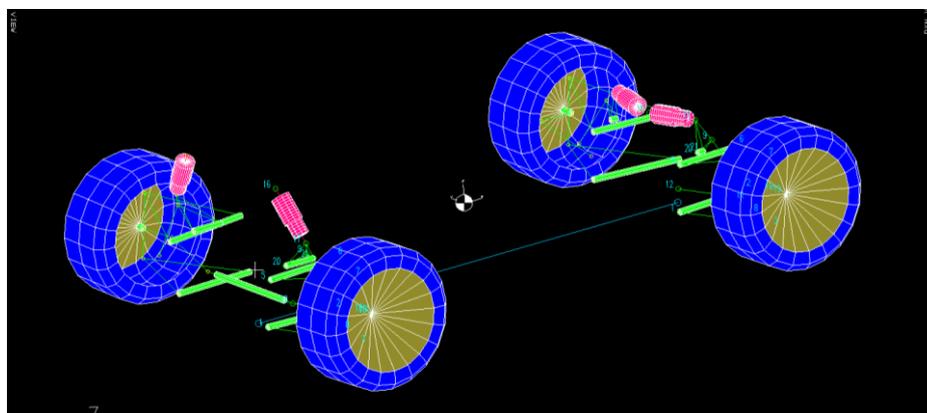


Рисунок 34 – Упрощенная кинематическая модель подвески гоночного болида

Принцип работы в Лотус схож с программой АДАМС. Начальный этап работы отличается тем, что не нужно каждую подсистему создавать отдельно, необходимо выбрать подходящий модифицируемый шаблон передней и задней подвески. Выбрав шаблоны, мы сразу же можем приступить к внесению пространственных точек подвески, а уже затем вводим все необходимые данные, такие как статические углы (развал, схождение), жесткостные характеристики, положение центра масс, распределение тормозного усилия, размер и вылет колес.

Далее, не проводя каких-либо симуляций мы сможем получить подробный кинематический отчет для передней и задней подвески. Так на рисунке 35 можно увидеть часть текстового отчета из программы Лотус.

```

FRONT SUSPENSION          FILENAME: olid suspension mozhno menyat.shk
TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

                                STATIC VALUES
                                X           Y           Z
                                (mm)      (mm)      (mm)
-127.000 -230.000 -98.200 POINT:1      Lower wishbone front pivot
150.000 -245.000 -98.200 POINT:2      Lower wishbone rear pivot
-2.600 -586.000 -98.200 POINT:3      Lower wishbone outer ball joint
-127.000 -260.000 60.000 POINT:5      Upper wishbone front pivot
151.000 -274.000 75.000 POINT:6      Upper wishbone rear pivot
6.600 -569.000 114.000 POINT:7      Upper wishbone outer ball joint
0.550 -505.130 -71.180 POINT:8      Push rod wishbone end
-38.470 -332.620 140.160 POINT:9      Push rod rocker end
65.000 -525.000 -33.000 POINT:11     Outer track rod ball joint
-22.000 -220.000 -50.000 POINT:12     Inner track rod ball joint
-64.950 -229.100 330.280 POINT:16     Damper to body point
-39.660 -335.620 173.700 POINT:17     Damper to rocker point
0.000 -580.000 -0.524 POINT:18     Wheel spindle point
0.000 -600.000 0.000 POINT:19     Wheel centre point
-52.350 -238.870 82.180 POINT:20     Rocker axis 1st point
51.350 -238.870 82.180 POINT:21     Rocker axis 2nd point
220.000 415.000 185.000 POINT:22     Part 1 C of G
255.000 355.000 385.000 POINT:23     Part 2 C of G
30.000 475.000 390.000 POINT:24     Part 3 C of G
160.000 450.000 350.000 POINT:25     Part 4 C of G
220.000 190.000 475.000 POINT:26     Part 5 C of G
135.000 790.000 335.000 POINT:27     Part 6 C of G

                                STATIC VALUES
                                Camber Angle (deg): -1.50
                                Toe Angle {Plane} (deg): 0.00
                                Toe Angle {SAE} (deg): 0.00
                                Castor Angle (deg): 2.48
                                Castor Trail (hub) (mm): 1.657
                                Castor Offset (grnd) (mm): 8.094
                                Kingpin Angle (deg): 4.58
                                Kingpin Offset (w/c) (mm): 21.867
                                Kingpin Offset (grnd) (mm): 9.738
                                Mechanical Trail (grnd) (mm): 8.087
                                ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 54.480

                                GENERAL DATA VALUES
                                TYRE ROLLING RADIUS (mm): 225.000
                                WHEELBASE (mm): 1560.000
                                C OF G HEIGHT (mm): 250.000
                                BRAKING ON FRONT AXLE (%): 60.00
                                DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00
                                WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 50.00
                                OUTBOARD FRONT BRAKES:
                                OUTBOARD REAR BRAKES:
                                INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:
                                INDEPENDENT REAR SUSPENSION:
                                RACK TYPE STEERING ARTICULATION:

```

Рисунок 35 – Текстовый отчет кинематических характеристик

Помимо кинематического отчета для передней и задней подвески Лотус также может делать полноценный K&C отчет, однако он также в текстовом виде, и читать его достаточно неудобно, так как он содержит большое количество информации.

4.3 Оптимизация кинематических характеристик гоночного болида Scorpion G4

В первую очередь необходимо определить исходные данные для начала оптимизации. Исходные данные базируются на основном регламенте соревнований, то есть правилах, которые обязательно должны соблюдаться, а также анализе предыдущих конструкций гоночных болидов, а именно на ошибках и проблемах. Кроме того, для экономии денежных средств одним из условий было сохранение большей части дорогостоящих компонентов подвески и рулевой системы, таких как рулевая рейка, амортизаторы и, по возможности, пружины.

Таким образом, на базе основного регламента соревнований Formula Student были определены параметры, строго проверяемые во время технической инспекции соревнований:

- колесная база гоночного болида должна быть не менее 1525 мм;
- колея гоночного болида может быть какой угодно, однако правило гласит, что разница ширины колеи передней и задней оси не должна превышать 25 % от ширины наибольшей;
- клиренс (дорожный просвет) автомобиля в нижней точке рамы или композитного монокока должен быть не менее 30 мм с самым тяжелым пилотом, размещенным в кокпите;
- ход передней и задней подвесок должен быть не менее 50 мм в сумме при отбое и сжатии.

С учетом требований регламента и предыдущих конструкций, по компоновочным соображениям колесная база была увеличена на 20 мм. На

предыдущем болиде колесная база составляла 1530 мм – стала 1550 мм для размещения нового мотора и трансмиссии. Передняя колея осталась прежней 1200 мм из соображений транспортировки. Кроме того, на базе опыта прошлых лет, данная ширина передней колеи устойчиво держит автомобиль от опрокидывания и дает достаточную маневренность. Что касается задней колеи, то ширина была уменьшена на 20 мм. Если ранее она составляла 1170 мм, то теперь стала 1150 мм – для прохождения поворотов по более узкому радиусу.

Далее об элементах подвески. Большинство элементов остались прежними для экономии денежных средств, однако это не повлияло на оптимизацию конструкции нового болида за счет изначально заложенных необходимых характеристик, а также за счет возможности регулировки.

Рулевая рейка была оставлена с предыдущего гоночного болида, а именно рулевая рейка KAZ, показанная на рисунке 36.



Рисунок 36 – Рулевая рейка KAZ FSAC

Данная рулевая рейка имеет необходимый ход ± 40 мм при передаточном отношении 4,6 дюйма на 1 оборот. Такое соотношение позволяет обеспечить необходимый угол поворота управляемых колес при минимальном повороте рулевого колеса в диапазоне от $\pm 95^\circ$ до 120° .

Амортизаторы также остались неизменными, это модель специализированных амортизаторов Öhlins TTХ 25. Данная модель амортизаторов обеспечивает максимальный ход 57 мм, которого достаточно

для соблюдения требований регламента. Кроме того, данные амортизаторы имеют большое количество регулировок скорости отбоя и сжатия:

- high speed jounce (быстрое сжатие) – позволит настроить сжатие передней и задней подвески во время резкого разгона или резкого торможения.
- high speed rebound (быстрый отбой) – позволит настроить разжатие передней и задней подвески в противофазу сжатия во время резкого разгона или резкого торможения.
- low speed jounce (медленное сжатие) – позволит настроить медленное сжатие передней и задней подвески при прохождении поворотов.
- low speed rebound (медленный отбой) – позволит настроить медленное разжатие передней и задней подвески в противофазу сжатия при прохождении поворотов.

На рисунке 37 можно увидеть стандартную настройку (производственную) в номинальном состоянии для амортизаторов данной модели. Данный график применен для создания АДАМС модели гоночного болида. Именно при номинальных настройках проводятся все симуляции подвески, все дальнейшие настройки амортизаторов проводятся на этапе тестирования автомобиля на треке, в зависимости от предпочтений пилотов.

Пружины было принято решение заменить по причине рассогласованной работы передней и задней подвесок.

Был проведен расчет собственных частот колебаний передней и задней подвески, который показал неправильную работу подвески предыдущего болида. Замене пружин также поспособствовало снижение массы текущего автомобиля на 30 кг по отношению к гоночному болиду прошлого сезона, а также распределение масс на новом болиде было изменено на соотношение 45/55 %, вместо 40/60 %.

Дело в том, что по расчету показал, что собственная частота колебания задней оси меньше, чем для передней, за счет чего с самого начала появления вертикальных сил происходит рассогласование работы передней и задней

оси, увеличивается продольный крен и уменьшается сцепление с дорожным покрытием.

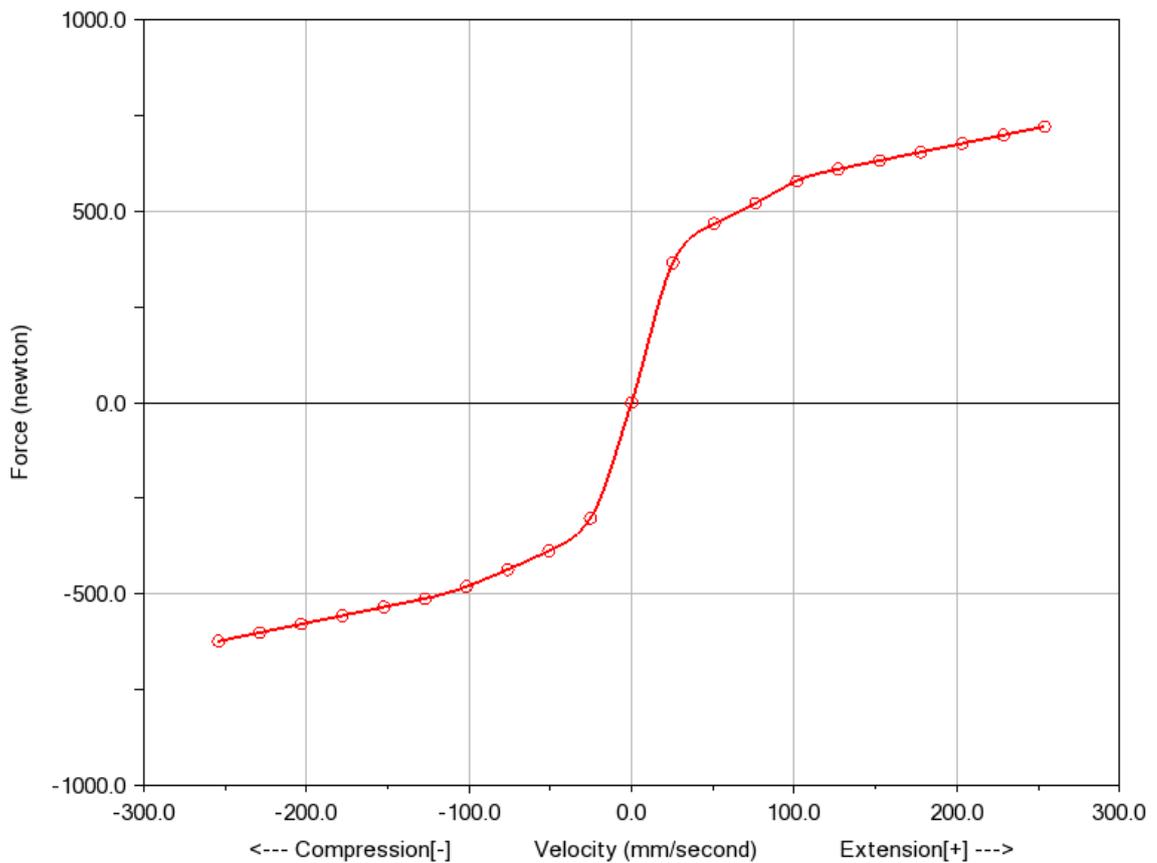


Рисунок 37 – График номинальной настройки демпфирующих сил амортизатора Öhlins TTX 25, применяемого на болиде

Обычно для автомобилей, не только для гоночных, но и для гражданских, частоты собственных колебаний осей задают таким образом, что частота колебаний задней оси была больше на 5-20 %. Таким образом, задняя ось догоняет переднюю, так как передняя ось начинает колебаться раньше.

Наглядно работу частот колебаний можно увидеть на рисунке 38, где на графике синей линией отмечена частота колебаний передней оси, а красным цветом показана частота колебаний задней оси [7].



Рисунок 38 – График и колебаний передней и задней оси автомобиля

При расчете использовали формулу:

$$N = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{C \times 10^3}{M}} \quad (4)$$

где: N – частота собственных колебаний, Гц;

C – жесткость пружин, Н/мм;

M – поддресоренная масса, приходящаяся на переднюю или заднюю ось, кг.

Таким образом, при проведении расчета было выявлено, что для предшествующего болида частота собственных колебаний передней оси составляла 3,26 Гц при поддресоренной массе передней оси 40 % и жесткости пружин 52 Н/мм, а частота собственных колебаний задней оси составляла 2,66 Гц при поддресоренной массе 60 % и жесткости пружин 52 Н/мм. Этот расчет показал нам, что при наезде на неровности передняя и задняя ось начинают колебаться в противофазу, из-за чего увеличивался продольный крен, снижалось сцепление и передней и задней оси, а также данные колебания было сложнее гасить амортизаторам.

Для нового болида были подобраны новые пружины с разной жесткостью для передней и задней оси. Частота собственных колебаний

передней оси составляет 2,94 Гц при подрессоренной массе передней оси 45 % и жесткости пружин 43 Н/мм, а частота собственных колебаний задней оси составляет 3,16 Гц при подрессоренной массе 55 % и жесткости пружин 63 Н/мм. При таком наборе пружин частота колебаний задней оси на 7 % больше, чем частота колебаний передней оси, что является нормой для гоночных автомобилей, а любые другие необходимые настройки могут быть проведены на этапе тестирования автомобиля за счет регулировки амортизаторов по четырем критериям [30].

Что касается стабилизаторов поперечной устойчивости нового болида, было принято решение использовать конструкцию и креновую жесткость предыдущего года, так как одной из целей болида нового сезона было снижение общей массы, поэтому креновую жесткость было принято решение повышать за счет кинематики подвески.

Далее, для того, чтобы оптимизировать систему подвески и рулевую систему гоночного автомобиля на базе предыдущей конструкции, задаются основные цели оптимизации, определенные на базе субъективной оценки пилотов предыдущего сезона. Основные цели для нового болида в большинстве своем были связаны с улучшением показателей управляемости, облегчением работы пилота, а именно снижением стабилизационного момента при поворотах, что также связано с управляемостью.

Цели при разработке и оптимизации конструкции гоночного болида Silver Scorpion G4:

- облегчение работы пилота (снижение сил, прикладываемых к рулевому колесу);
- уменьшение радиуса поворота болида (исправить недостаточную поворачиваемость);
- уменьшение крена шасси и увеличение пятен контакта колес с дорожным покрытием (отрегулировать статический развал передней и задней оси), и как следствие, увеличение максимально допустимого бокового ускорения при прохождении поворотов (исправить

недостаточную поворачиваемость).

Все основные параметры подвески, а также используемые компоненты были определены (кроме колесных дисков), поэтому любые оптимизации и модификации остается проводить только за счет кинематических характеристик передней и задней подвески.

На рисунке 39 можно увидеть визуальное отличие системы подвески болида Red Scorpion G3 и Silver Scorpion G4.

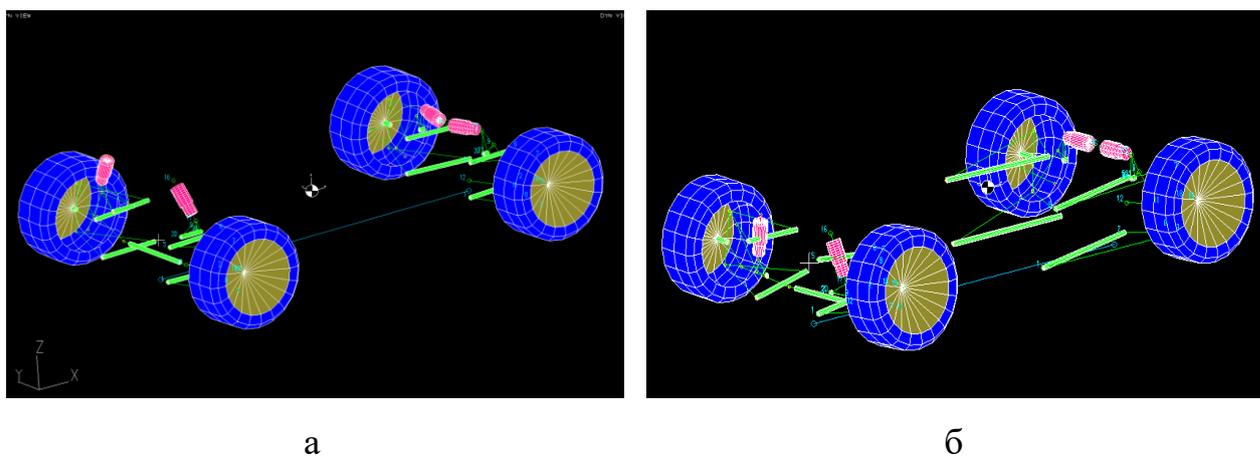


Рисунок 39 – Система подвески: а) модель подвески Silver Scorpion G4; б) модель подвески Red Scorpion G3

Проведем оптимизацию поочередно для каждой цели отдельно.

Первой целью было облегчение работы пилота, а именно уменьшение сопротивляющегося момента на рулевом колесе, который возникает из-за стабилизирующего эффекта благодаря таким кинематическим характеристикам, как продольный и поперечный угол наклона шкворня, а также плечо обкатки и плечо стабилизации на передней оси автомобиля. Можно увидеть параметры передней подвески болида предыдущего сезона на рисунке 40, а также параметры передней подвески нового болида текущего сезона на рисунке 41.

TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

STATIC VALUES				
X	Y	Z		
(mm)	(mm)	(mm)		
-127.000	-200.000	-134.500	POINT:1	Lower wishbone front pivot
150.000	-225.000	-97.500	POINT:2	Lower wishbone rear pivot
-3.700	-560.000	-90.500	POINT:3	Lower wishbone outer ball joint
-127.000	-229.000	74.500	POINT:5	Upper wishbone front pivot
151.000	-273.000	52.500	POINT:6	Upper wishbone rear pivot
7.850	-520.000	116.500	POINT:7	Upper wishbone outer ball joint
15.444	-489.219	67.350	POINT:8	Push rod wishbone end
-33.173	-310.876	-72.763	POINT:9	Push rod rocker end
63.000	-539.000	-110.500	POINT:11	Outer track rod ball joint
55.000	-220.000	-134.500	POINT:12	Inner track rod ball joint
-55.127	-227.561	159.390	POINT:16	Damper to body point
-39.175	-288.237	-24.510	POINT:17	Damper to rocker point
0.000	-537.000	-2.715	POINT:18	Wheel spindle point
0.000	-600.000	0.000	POINT:19	Wheel centre point
-57.061	-209.068	-67.085	POINT:20	Rocker axis 1st point
-63.819	-210.895	-67.068	POINT:21	Rocker axis 2nd point
240.000	-320.000	139.500	POINT:22	Part 1 C of G
230.000	-440.000	364.500	POINT:23	Part 2 C of G
29.000	-475.000	359.500	POINT:24	Part 3 C of G
155.000	-525.000	294.500	POINT:25	Part 4 C of G
155.000	-180.000	234.500	POINT:26	Part 5 C of G
135.000	-790.000	304.500	POINT:27	Part 6 C of G

STATIC VALUES	
Camber Angle (deg):	-2.47
Toe Angle {Plane} (deg):	0.00
Toe Angle {SAE} (deg):	0.00
Castor Angle (deg):	3.19
Castor Trail (hub) (mm):	1.350
Castor Offset (grnd) (mm):	11.193
Kingpin Angle (deg):	10.94
Kingpin Offset (w/c) (mm):	57.488
Kingpin Offset (grnd) (mm):	23.737
Mechanical Trail (grnd) (mm):	11.176
ROLL CENTRE HEIGHT (mm):	-4.251

Рисунок 40 – Кинематические параметры передней подвески болида Red Scorpion G3

Отталкиваясь от рисунков 40 и 41, можно видеть каким образом и насколько были изменены кинематические углы передней подвески нового болида по сравнению с болидом предыдущего сезона.

Угол кастера был уменьшен на 0,7 градуса, угол кастера изначально был не большим, поэтому было принято также минимальное его изменить, чтобы оставался положительный стабилизирующий эффект на скорости.

Угол поперечного наклона шкворня был значительно уменьшен, на 6,4 градуса. Это один из основных оптимизационных параметров, который был применен для облегчения рулевого усилий на рулевом колесе. Удалось

изменить данный угол так сильно за счет смены колесных дисков, а точнее за счет изменения конкретно вылета колесного диска с +10 мм до +50 мм, за счет чего поворотный кулак устанавливается глубже внутрь колеса, и обеспечить небольшое плечо обкатки теперь можно при меньшем угле поперечного наклона шкворня.

```

FRONT SUSPENSION      FILENAME: olid suspension mozhno menyat.shk

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

                                STATIC VALUES
      X           Y           Z
      (mm)        (mm)        (mm)
-127.000  -230.000  -98.200  POINT:1      Lower wishbone front pivot
150.000   -245.000  -98.200  POINT:2      Lower wishbone rear pivot
-2.600    -586.000  -98.200  POINT:3      Lower wishbone outer ball joint
-127.000  -260.000   60.000  POINT:5      Upper wishbone front pivot
151.000   -274.000   75.000  POINT:6      Upper wishbone rear pivot
6.600     -569.000  114.000  POINT:7      Upper wishbone outer ball joint
0.550     -505.130  -71.180  POINT:8      Push rod wishbone end
-38.470   -332.620  140.160  POINT:9      Push rod rocker end
65.000    -525.000  -33.000  POINT:11     Outer track rod ball joint
-22.000   -220.000  -50.000  POINT:12     Inner track rod ball joint
-64.950   -229.100  330.280  POINT:16     Damper to body point
-39.660   -335.620  173.700  POINT:17     Damper to rocker point
0.000     -580.000   -0.524  POINT:18     Wheel spindle point
0.000     -600.000   0.000  POINT:19     Wheel centre point
-52.350   -238.870  82.180  POINT:20     Rocker axis 1st point
51.350    -238.870  82.180  POINT:21     Rocker axis 2nd point
220.000   415.000   185.000  POINT:22     Part 1 C of G
255.000   355.000   385.000  POINT:23     Part 2 C of G
30.000    475.000   390.000  POINT:24     Part 3 C of G
160.000   450.000   350.000  POINT:25     Part 4 C of G
220.000   190.000   475.000  POINT:26     Part 5 C of G
135.000   790.000   335.000  POINT:27     Part 6 C of G

                                STATIC VALUES
      Camber Angle (deg):      -1.50
      Toe Angle {Plane} (deg):  0.00
      Toe Angle {SAE} (deg):    0.00
      Castor Angle (deg):       2.48
      Castor Trail (hub) (mm):  1.657
      Castor Offset (grnd) (mm): 8.094
      Kingpin Angle (deg):      4.58
      Kingpin Offset (w/c) (mm): 21.867
      Kingpin Offset (grnd) (mm): 9.738
      Mechanical Trail (grnd) (mm): 8.087
      ROLL CENTRE HEIGHT (mm):  54.480

```

Рисунок 41 – Кинематические параметры передней подвески болида Silver Scorpion G4

Плечо обкатки было уменьшено на 13 мм в точке пятна контакта шин с дорожным покрытием, что также уменьшит усилие на рулевом колесе.

Такие резкие сильные изменения могли привести к чрезмерной легкости рулевого колеса, из-за чего пилот не получал бы обратной связи с дорогой, поэтому в конструкцию поворотного кулака, который образует геометрию передней подвески были заложены регулировки плеча обкатки за счет проставочных пластин, регулировки угла кастера за счет сменных скоб крепления верхнего рычага подвески, а также была возможность установки проставочной пластины для колесного диска для увеличения плеча обкатки. Все эти регулировки предполагались на стадии тестирования, однако во время тестов субъективная оценка пилотов показала хорошие результаты, благодаря чему регулировки не были применены, геометрия поворотных кулаков была подобрана оптимально.

Следующее улучшение затрагивало оптимизацию максимального радиуса разворота болида, а также оптимизацию геометрии Аккермана. Минимальный радиус разворота при максимальном ходе рулевой рейки можно изменить за счет увеличения или уменьшения длины плеча рулевой сошки поворотного кулака. В нашем случае, уменьшение минимального радиуса разворота возможно за счет уменьшения длины плеча рулевой сошки поворотного кулака.

Не стоит забывать, что такая модификация должна снова увеличить усилие на рулевом колесе, однако в нашем случае по сравнению с болидом предыдущего сезона длина рулевой сошки была уменьшена на 15 %, при условии, что были также оптимизированы углы продольного и поперечного наклона шкворня.

При условии, что угол поперечного наклона шкворня был уменьшен на 60 %, эти два внедрения в теории должны были нивелировать отрицательный эффект друг друга.

После оптимизации минимальный радиус разворота был уменьшен практически на 0,5 м, что можно увидеть на рисунках 42 и 43.

FRONT SUSPENSION - STEERING TRAVEL
 LHS WHEEL (-ve Y)
 TYPE 15 Double Wishbone, Rocker arm damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Steer Travel (mm)	Toe Angle {SAE} (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Camber Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Ackermann (%)	Overall Turning Circle Dia (mm)
40.00	33.99	-28.22	1.25	-2.66	46.06	7388.92
35.00	28.58	-24.64	0.41	-2.78	41.97	8320.97
30.00	23.76	-21.11	-0.26	-2.85	39.13	9522.19
25.00	19.32	-17.60	-0.81	-2.89	37.08	11172.55
20.00	15.15	-14.10	-1.27	-2.89	35.60	13623.33
15.00	11.17	-10.61	-1.66	-2.85	34.55	17688.57
10.00	7.35	-7.10	-1.98	-2.76	33.86	25805.53
5.00	3.63	-3.57	-2.25	-2.64	33.46	50154.16
0.00	0.00	0.00	-2.47	-2.47	33.33	0.00
-5.00	-3.57	3.63	-2.64	-2.25	33.46	50154.16
-10.00	-7.10	7.35	-2.76	-1.98	33.86	25805.53
-15.00	-10.61	11.17	-2.85	-1.66	34.55	17688.57
-20.00	-14.10	15.15	-2.89	-1.27	35.60	13623.33
-25.00	-17.60	19.32	-2.89	-0.81	37.08	11172.55
-30.00	-21.11	23.76	-2.85	-0.26	39.13	9522.19
-35.00	-24.64	28.58	-2.78	0.41	41.97	8320.97
-40.00	-28.22	33.99	-2.66	1.25	46.06	7388.92

Рисунок 42 – Показатели рулевого управления болида Red Scorpion G3

FRONT SUSPENSION - STEERING TRAVEL
 LHS WHEEL (-ve Y)
 TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Steer Travel (mm)	Toe Angle {SAE} (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Camber Angle (deg)	Camber Angle (deg)	Ackermann (%)	Overall Turning Circle Dia (mm)
40.00	42.22	-26.73	1.32	-2.12	115.08	6934.83
35.00	32.64	-23.47	0.53	-2.10	95.20	8099.17
30.00	26.06	-20.22	0.03	-2.07	85.90	9423.26
25.00	20.65	-16.96	-0.35	-2.02	80.20	11171.29
20.00	15.88	-13.67	-0.66	-1.95	76.41	13720.54
15.00	11.54	-10.35	-0.92	-1.86	73.86	17909.19
10.00	7.49	-6.98	-1.14	-1.76	72.21	26228.20
5.00	3.66	-3.54	-1.34	-1.64	71.27	51109.68
0.00	0.00	0.00	-1.50	-1.50	70.97	0.00
-5.00	-3.54	3.66	-1.64	-1.34	71.27	51109.68
-10.00	-6.98	7.49	-1.76	-1.14	72.21	26228.20
-15.00	-10.35	11.54	-1.86	-0.92	73.86	17909.19
-20.00	-13.67	15.88	-1.95	-0.66	76.41	13720.54
-25.00	-16.96	20.65	-2.02	-0.35	80.20	11171.29
-30.00	-20.22	26.06	-2.07	0.03	85.90	9423.26
-35.00	-23.47	32.64	-2.10	0.53	95.20	8099.17
-40.00	-26.73	42.22	-2.12	1.32	115.08	6934.83

Рисунок 43 – Показатели рулевого управления болида Silver Scorpion G4

Геометрию Аккермана оптимизировали с учетом углов увода шин, и оптимизация была нацелена на улучшение прохождения испытания SkidPad (восьмерка). Цель заключалась в том, чтобы добиться нейтральной

поворачиваемости в момент прохождения необходимого радиуса динамической дисциплины, заданного основным регламентом соревнований Formula Student.

На рисунке 44 можно увидеть графические показатели различных гоночных шин, а именно зависимость углов увода шин от вертикальной нагрузки, возникающей во время прохождения поворота из-за перераспределения массы автомобиля.

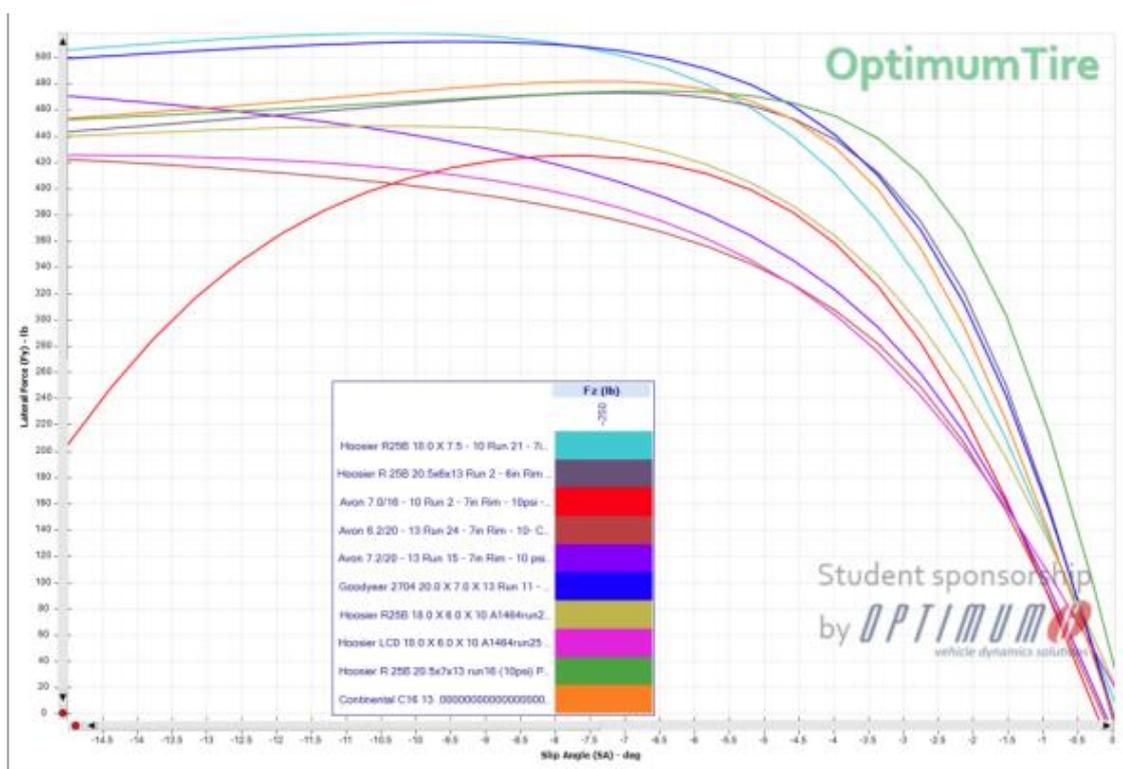


Рисунок 44 – График зависимости углов увода различных шин от вертикальной нагрузки из OptimumTire

При движении в повороте за счет геометрии Аккермана создается разница углов поворота управляемых колес передней оси автомобиля. Это необходимо, чтобы каждое из колес ехало по отдельной траектории, так как внутреннее и внешнее к повороту колесо за одно и то же время проходят разные дистанции из-за разницы отдаления внутренних и внешних колес автомобиля от центра окружности поворота. Разница углов поворота управляемых колес передней оси автомобиля позволяет исключить

волочение колес при движении и обеспечить необходимое сцепление и распределение температуры шин. На задней оси данную функцию выполняет дифференциал, он позволяет задним колесам вращаться независимо друг от друга, а значит они могут двигаться по разным траекториям.

Чтобы получить необходимые углы поворота управляемых колес, сначала рисуется схема автомобиля, движущегося по кругу определенного диаметра. Далее проводится прямая линия, которая является продолжением задней оси и заканчивается в центре окружности, по которой едет автомобиль. На построенной схеме необходимо из центра окружности провести две линии, приходящих в точку пятна контакта внешнего переднего и внутреннего переднего колеса [2]. Из точек пятна контакта образуются перпендикуляры, которые создают необходимый угол поворота колес относительно номинального положения колес на передней оси. Полученные углы внутреннего и внешнего к повороту колеса являются необходимыми углами поворота колес для получения нейтральной управляемости.

Однако, не все так просто, и такой вариант работает только при условии, что автомобиль стоит на месте и не имеет бокового ускорения. При появлении бокового ускорения за счет появления поперечных сил в точках пятна контакта колес автомобиля образуются углы увода, которые препятствуют точному прохождению круга, появляется недостаточная поворачиваемость, при появлении которой о стабильном и быстром прохождении круга можно забыть, пилоту постоянно придется подруливать, из-за чего он потеряет время.

Для того, чтобы применить данные с рисунка 44 необходимо рассчитать перераспределение масс на каждое из колес, потому что угол увода имеет зависимость от вертикальной нагрузки на колесо. Перераспределение массы автомобиля рассчитывается по формуле:

$$Dy = a \times \frac{M}{T_f} \times \frac{h \times Sr_{front}}{Sr_{front} + Sr_{rear}} + \frac{b}{L} \times C \quad (5)$$

где: Dy – дистрибуция массы автомобиля по оси Y , кг;
 a – боковое ускорени;
 M – масса болида, кг;
 T_f – ширина колеи на передней оси, м;
 h – длина перпендикулярной линии, проведенной от центра масс автомобиля до оси крена, м;
 Sr_{front} – жесткость передней оси на крен, Нм/град;
 Sr_{rear} – жесткость задней оси на крен, Нм/град;
 b – расстояние центра тяжести от задней оси, м;
 L – длина колесной базы болида, м;
 C – высот центра крена передней оси, м.

Далее подбираются соответствующие значения углов увода в зависимости от вертикальной нагрузки на каждое колесо. После чего сложив номинальные идеальные углы поворота управляемых колес с полученными углами увода, мы получим необходимые углы, для правильного и стабильного прохождения круга. Чтобы подобрать геометрию Аккермана необходимо составить матрицу углов поворота колес в зависимости от хода рулевой рейки, и таким образом подобрать нужные значения углов.

Следующее улучшение было направлено на увеличение креновой жесткости и увеличение площади пятна контакта колес с дорожным покрытием за счет оптимизации кинематических характеристик подвески. Для этого необходимо было изменить конструкцию пространственной рамы и установить точки рычагов таким образом, чтобы нижние рычаги при массе автомобиля равной номинальной в сумме с массой пилоты находились параллельно земле, а верхние рычаги в своем продолжении пересекались бы друг с другом и с линией, являющейся продолжением нижних рычагов подвески.

Расположить центр крена необходимо таким образом, чтобы при перемещении мгновенного центра крена во время крена автомобиля, его

центр не выходил за пределы колеи автомобиля, иначе это означает, что центр расположен низко, не сопротивляется крену, и в худшем случае автомобиль может перевернуться.

Помимо смещения мгновенного центра крена, нужно также учитывать перераспределение нагрузки поддрессоренной массы, оно не должно превышать предельные возможности шин автомобиля. Из таблицы 2 можно понять, что для шин, используемых на болиде, максимальное сцепление достигается при вертикальной нагрузке от 800 до 1000 Н, далее колесо начинает быстрее терять сцепление с дорожным покрытием. Поэтому высота центра крена подбирается таким образом, чтобы при типичном боковом ускорении, а в «Формула Студент» типичной перегрузкой, во время прохождения гонки на выносливость и автокросс является ускорение равное 1,5g, динамический развал устанавливался в околонулевое положение.

Что касается динамического развала, то это также один из важных параметров, влияющих на управляемость за счет повышения сцепления шин с дорогой при больших боковых ускорениях. Чтобы получить максимальное сцепление необходимо, чтобы под действием кинематики подвески угол развала устанавливался в околонулевое положение. Нельзя допускать, чтобы развал становился нулевым или положительным, потому что, например, в случае с нулевым, под действием сил трения шина будет деформироваться, и нулевой угол развала автоматически превратится в положительный, что уменьшит площадь пятна контакта. Поэтому после расчета угла крена автомобиля при помощи специализированных программ определяется необходимый статический развал, который с учетом деформации шин будет устанавливаться в околонулевое положение. Далее угол статического развала несколько раз регулируется после сборки автомобиля, а именно – первый раз после сборки, чтобы задать первоначальный спроектированный угол, и далее после проведения испытаний на тестовой площадке.

На рисунке 45 можно увидеть, как производится замер температуры наружной, средней и внутренней поверхности шины.



Рисунок 45 – Измерение температуры шин после проведения тестовых заездов

Оптимальным угол развала будет считаться тогда, когда температура наружной, средней и внешней части шины не будут иметь одинаковую температуру после прохождения имитации динамических дисциплин.

Выводы по разделу

В данном разделе были описаны основные инструменты проектирования и оптимизации подвески гоночного автомобиля. Были определены возможности таких программ, как Лотус и АДАМС, представлены основные виды анализа и виды отчетов, получаемых на выходе. Кроме того, были определены исходные данные и цели оптимизации передней и задней подвесок на базе предшествующего опыта и субъективных оценок пилотов команды.

5 Сравнение характеристик гоночных болидов путем симуляции динамических и кинематических характеристик

Для проведения сравнительного анализа динамических и кинематических характеристик подвески гоночных болидов G3 и G4, были созданы сложные кинематические модели в программе АДАМС. Данные модели включали в себя переднюю подвеску с рулевым механизмом, передней тормозной системой и колесами, а также заднюю подвеску с задней тормозной системой, колесами и силовым агрегатом.

Данные многотельные модели включают в себя такие параметры как подрессоренная и неподрессоренная масса автомобиля, геометрические параметры подвески, настраиваемые статические углы колес, жесткостные характеристики соединений и упругих элементов, задаваемые графиком, характеристики тормозной системы, силового агрегата, характеристики шин. Все эти параметры позволяют добиться максимально приближенных к реальной жизни результатам [27].

На базе АДАМС-моделей гоночных болидов G3 и G4 были проведены различные кинематические и динамические виртуальные тесты, которые показали преимущество новой оптимизированной подвески, что также подтвердили пилоты команды.

На рисунках 46-57 изображены сравнительные графики результатов проведенных симуляций для передней подвески болидов. Данные симуляции были сделаны в рамках кинематического анализа и подразумевают статическое тестирование характеристик подвески на специализированном стенде. Данные симуляции являются частью К&С (kinematics&compliances) анализа.

Для представления были выбраны основные графики, показывающие основные отличия кинематических характеристик двух болидов.

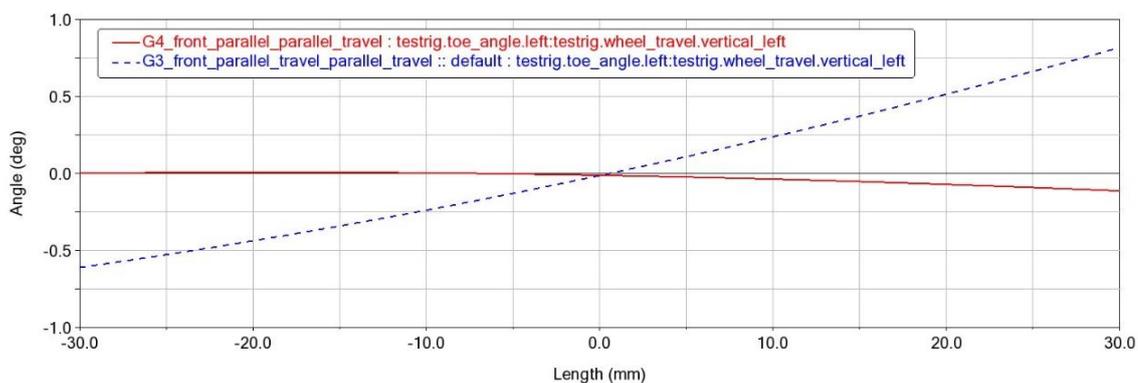


Рисунок 46 – Изменение углов схождения на передней оси при параллельном ходе подвески

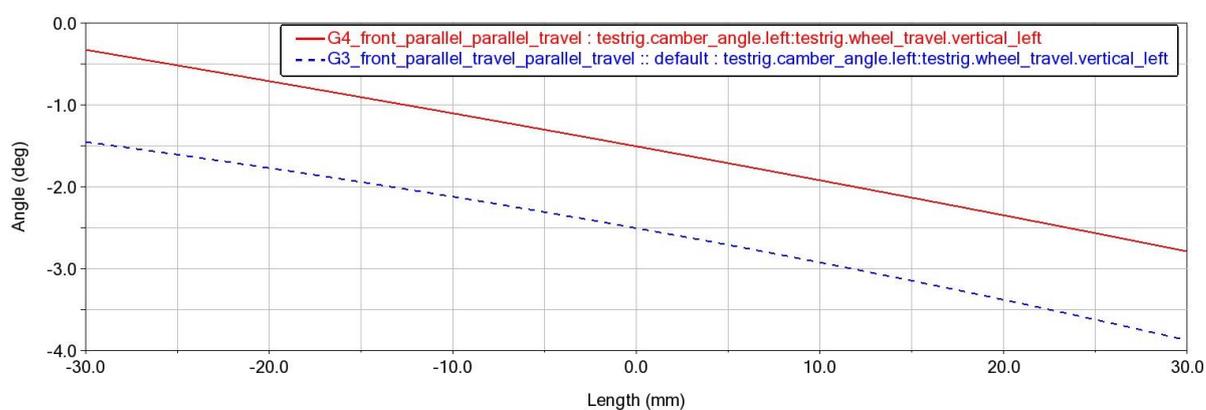


Рисунок 47 – Изменение углов развала на передней оси при параллельном ходе подвески

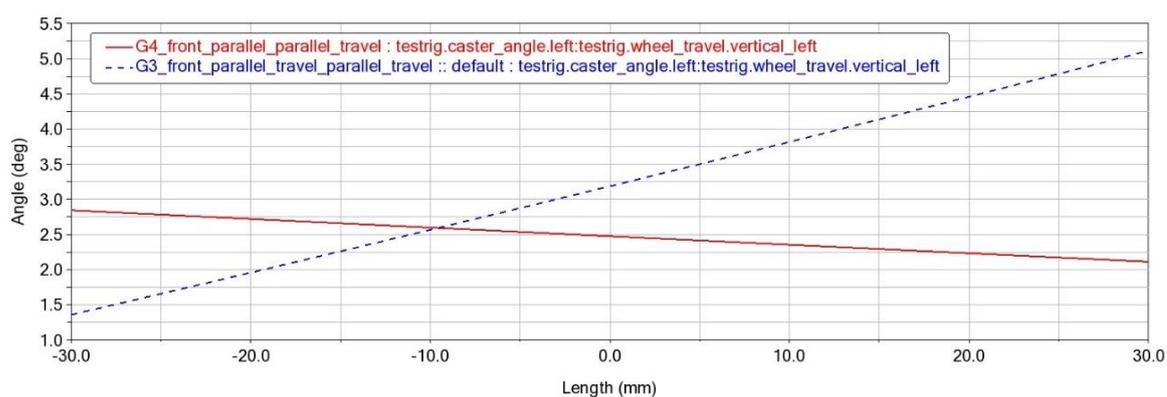


Рисунок 48 – Изменение углов кастера на передней оси при параллельном ходе подвески

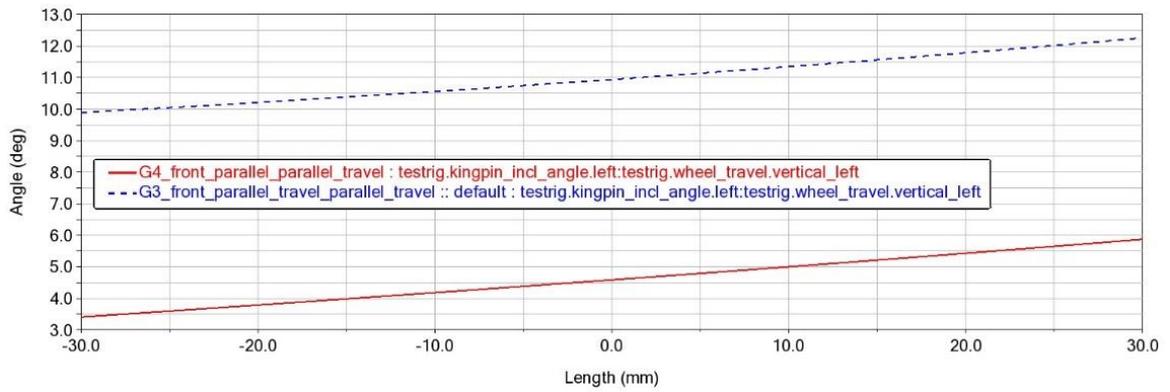


Рисунок 49 – Изменение углов шкворня на передней оси при параллельном ходе подвески

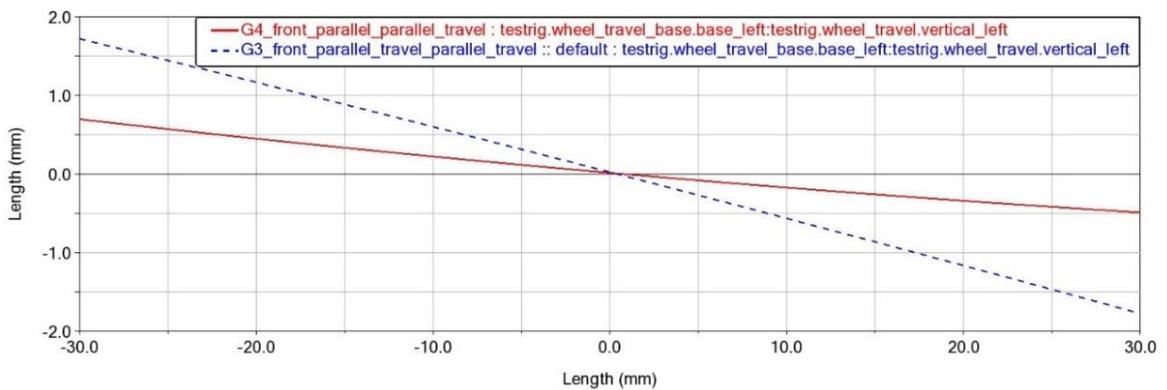


Рисунок 50 – Изменение колесной базы на передней оси при параллельном ходе подвески

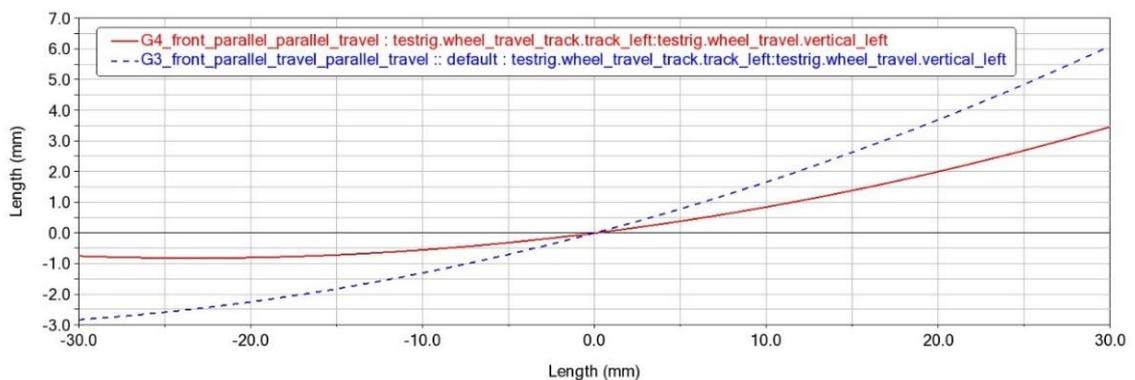


Рисунок 51 – Изменение колеи на передней оси при параллельном ходе подвески

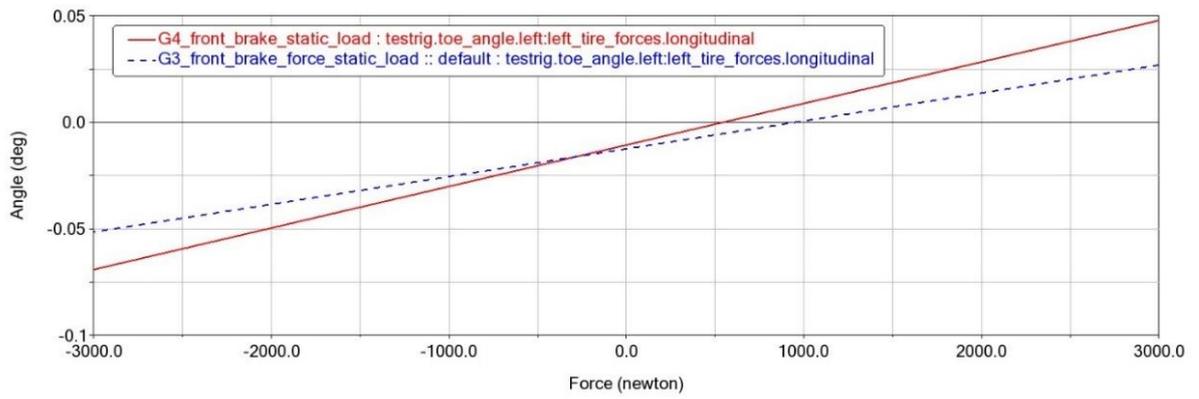


Рисунок 52 – Изменение углов схождения на передней оси при тормозном усилии

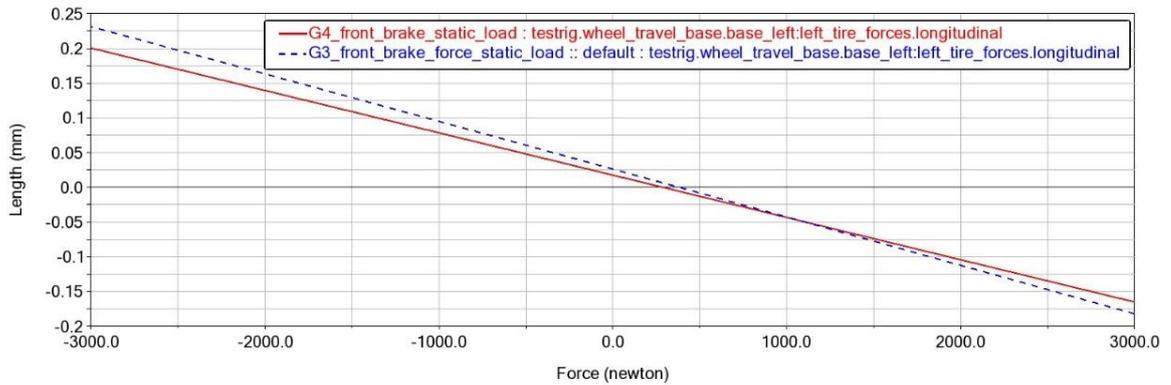


Рисунок 53 – Изменение колесной базы на передней оси при тормозном усилии

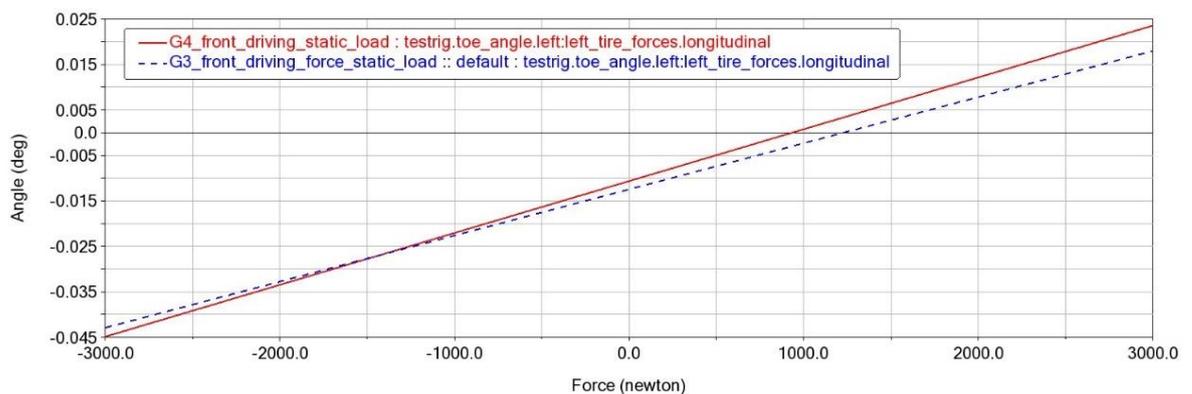


Рисунок 54 – Изменение углов схождения на передней оси при силе, возникающей во время движения

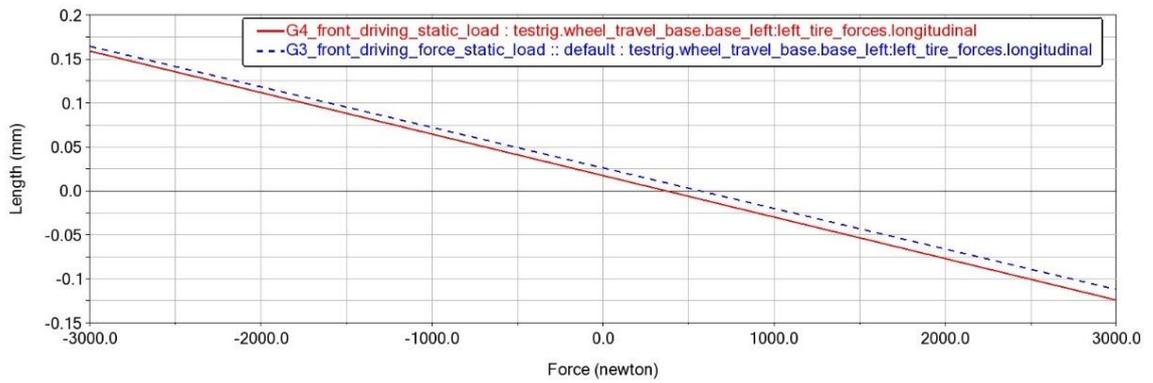


Рисунок 55 – Изменение колесной базы на передней оси при силе, возникающей во время движения

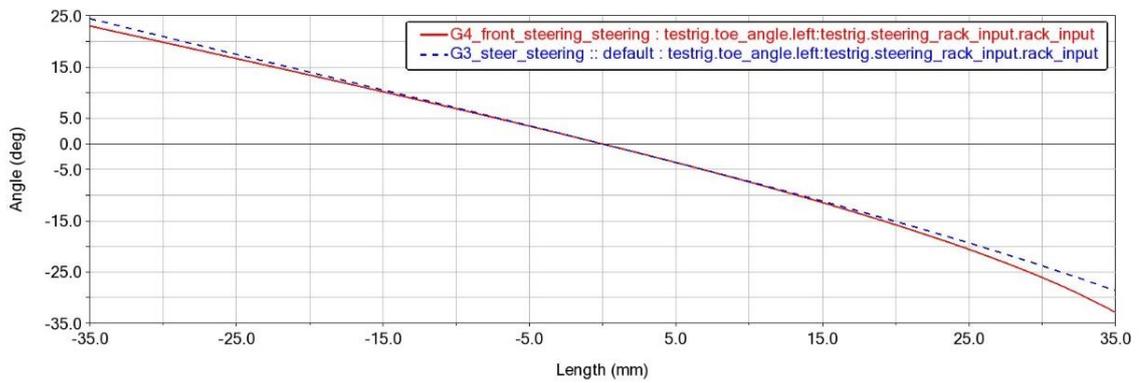


Рисунок 56 – Изменение углов схождения на передней оси при вращении рулевого колеса

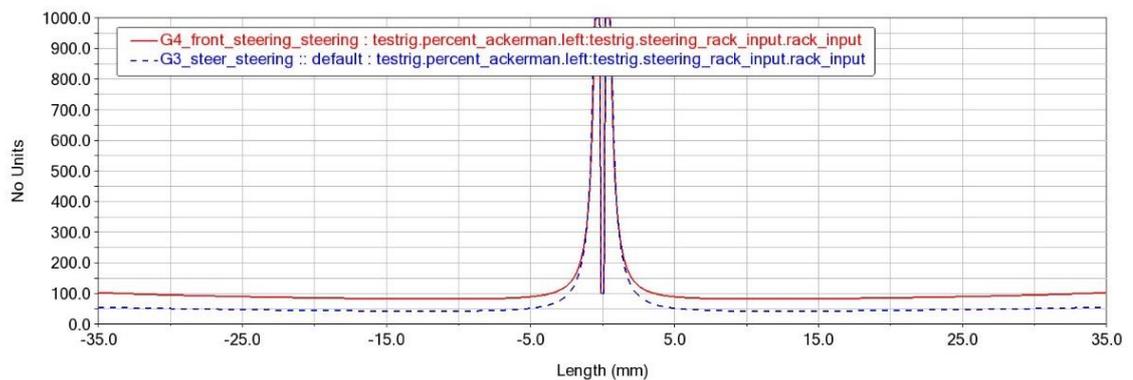


Рисунок 57 – Изменение угла Аккермана на передней оси при вращении рулевого колеса

Далее, похожий ряд симуляций был также проведен для задней подвески, чтобы также оценить разницу кинематических характеристик задней подвески двух болидов G3 и G4.

На рисунках 58-68 изображены сравнительные графики результатов проведенных симуляций для задней подвески болидов.

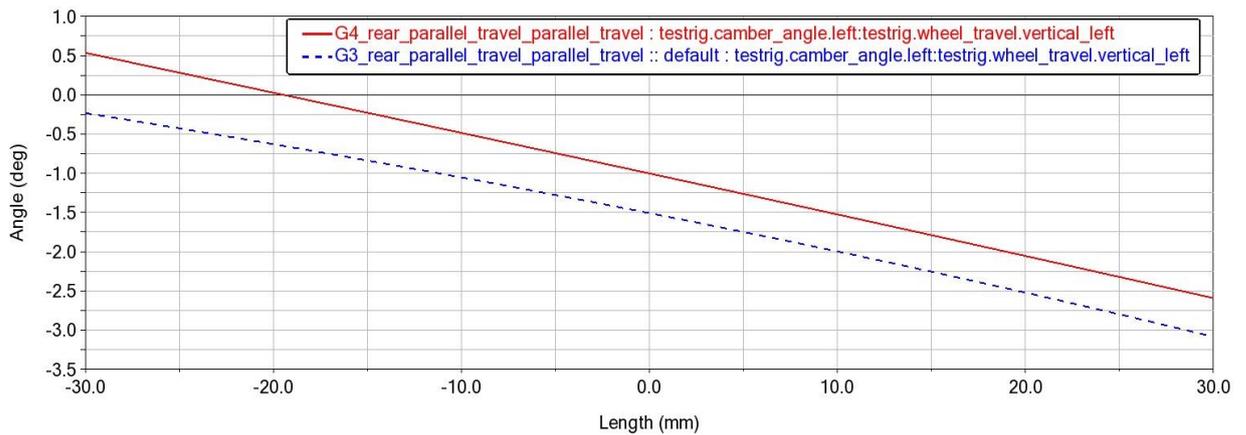


Рисунок 58 – Изменение углов развала на задней оси при параллельном ходе подвески

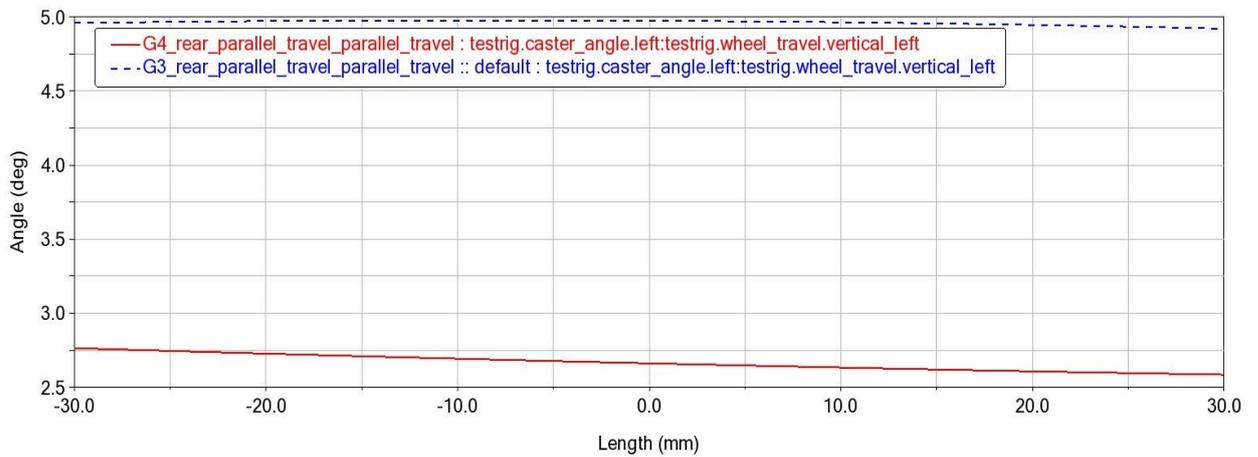


Рисунок 59 – Изменение углов кастера на задней оси при параллельном ходе подвески

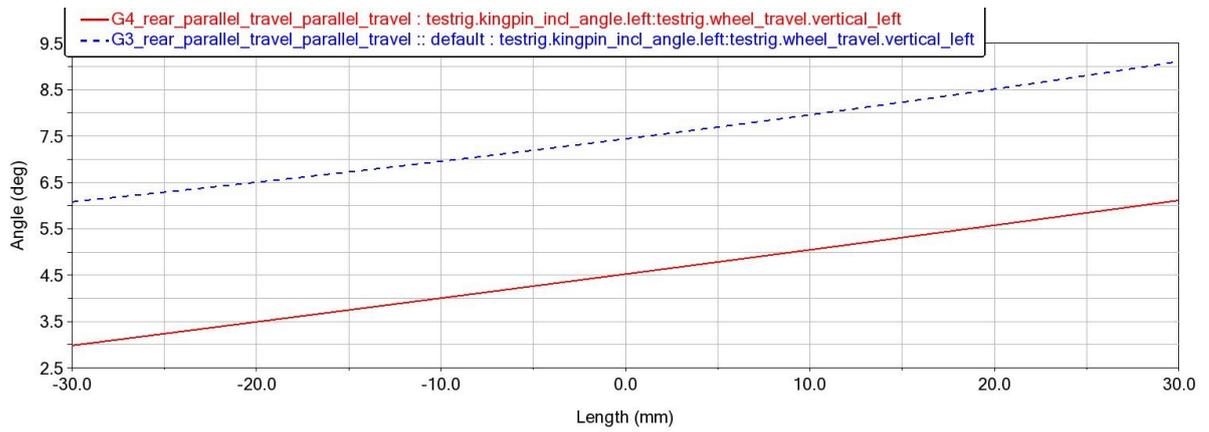


Рисунок 60 – Изменение углов шкворня на задней оси при параллельном ходе подвески

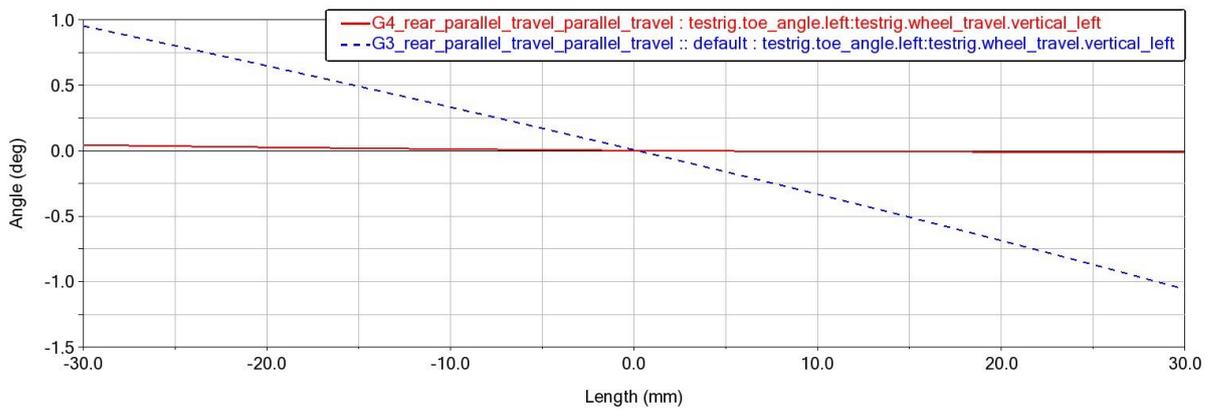


Рисунок 61 – Изменение углов схождения на задней оси при параллельном ходе подвески

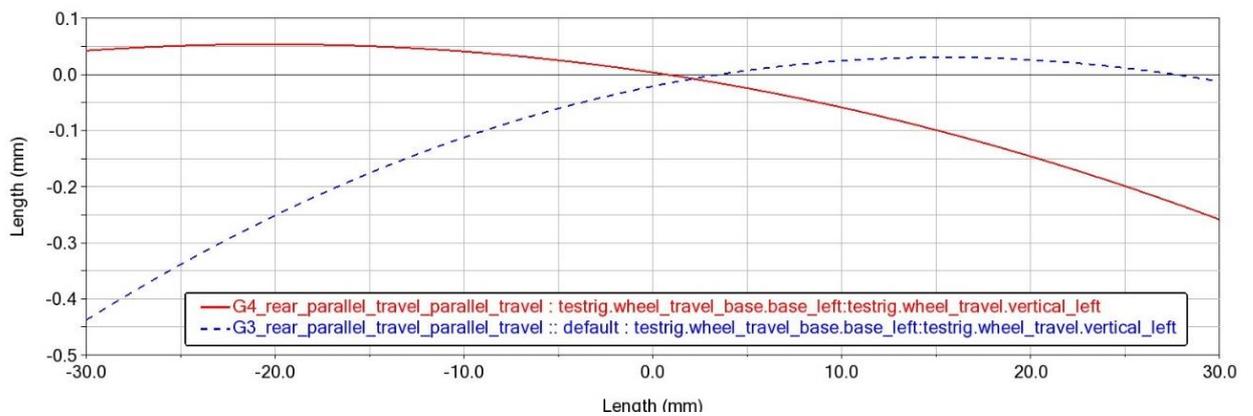


Рисунок 62 – Изменение колесной базы на задней оси при параллельном ходе подвески

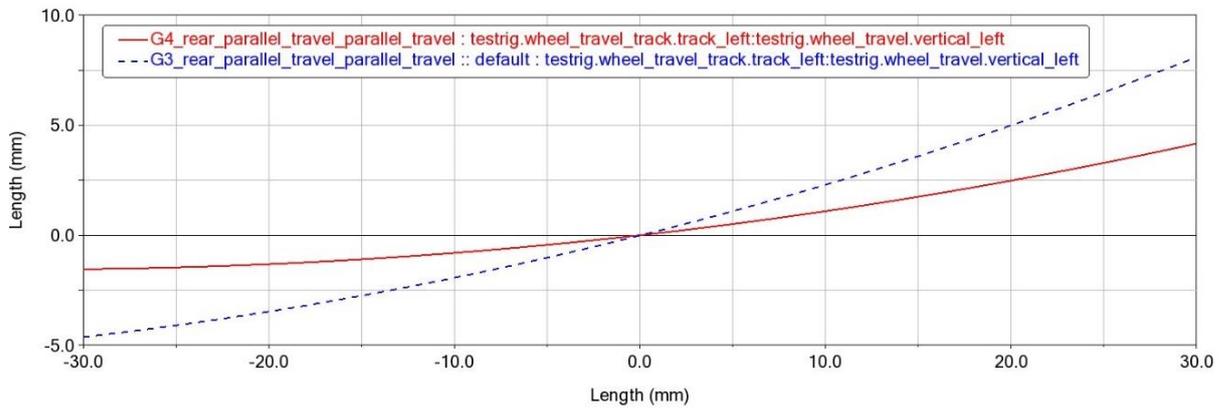


Рисунок 63 – Изменение колеи на задней оси при параллельном ходе подвески



Рисунок 64 – Изменение углов схождения на задней оси при силе, возникающей во время движения

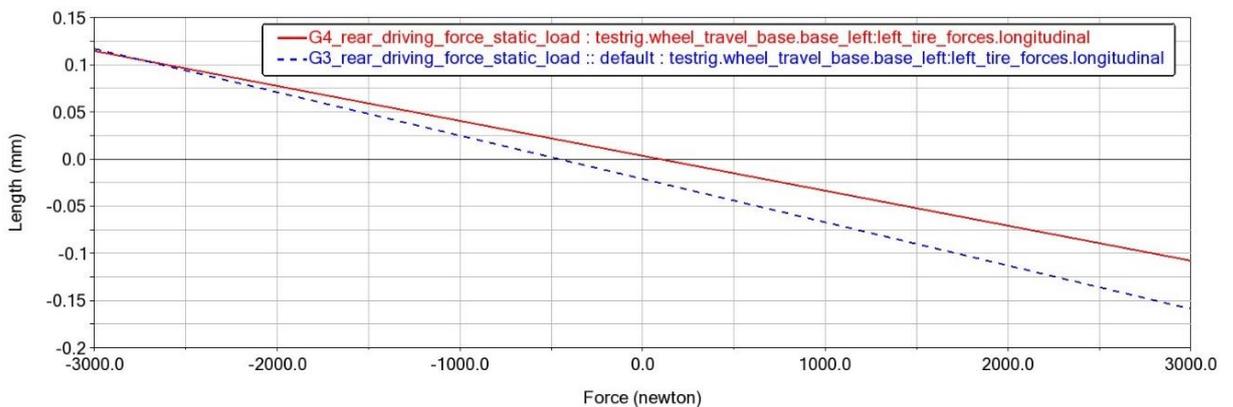


Рисунок 65 – Изменение колесной базы на задней оси при силе, возникающей во время движения

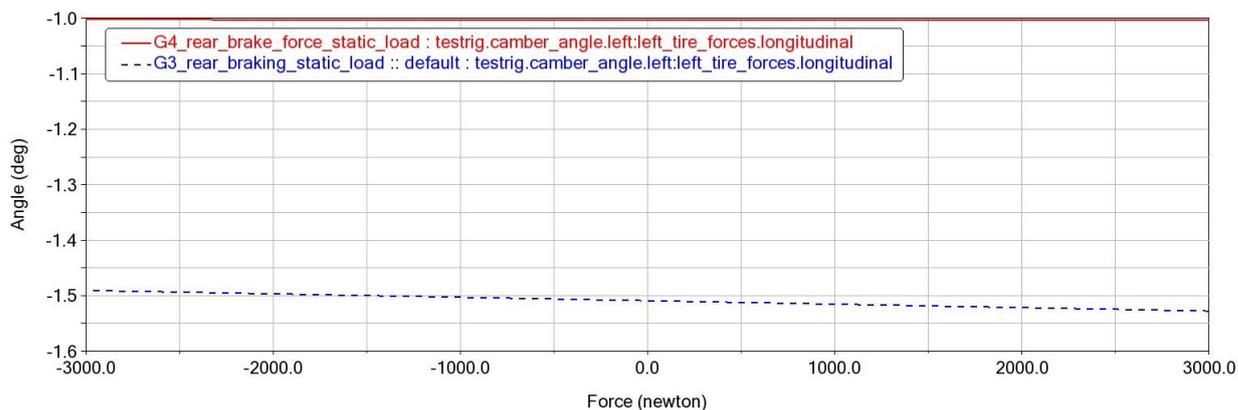


Рисунок 66 – Изменение углов развала на задней оси при тормозном усилии

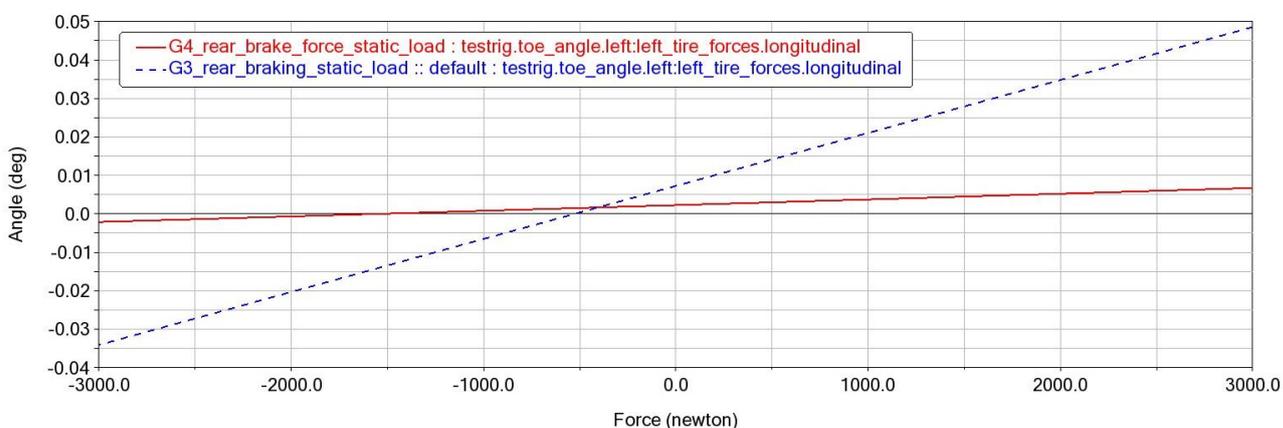


Рисунок 67 – Изменение углов схождения на задней оси при тормозном усилии

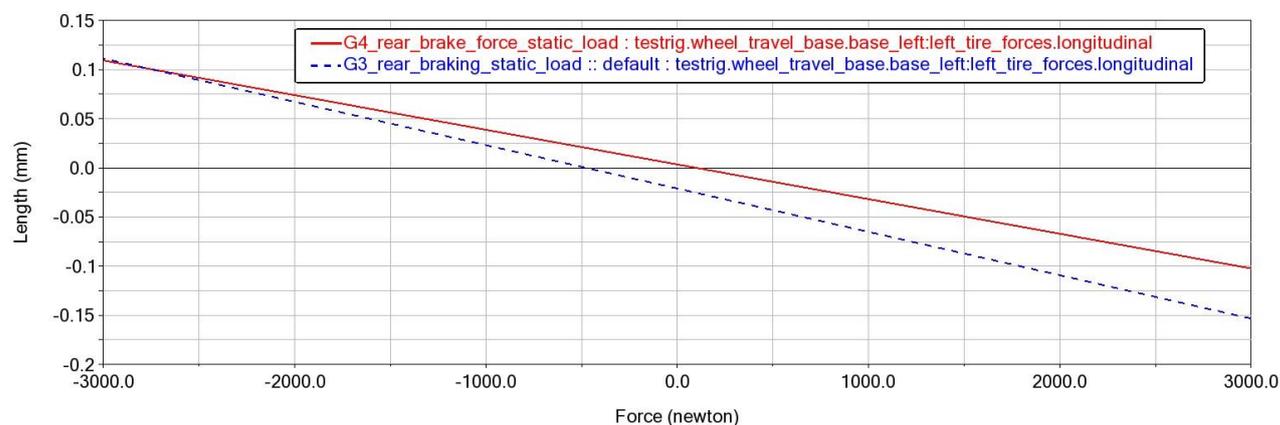


Рисунок 68 – Изменение колесной базы на задней оси при тормозном усилии

Помимо кинематических тестов также проводятся динамические симуляции, которые могут показать реальное поведение автомобиля во время прохождения динамических дисциплин, таких как ускорение, торможение (является частью технической инспекции), Skidpad (восьмерка), а также типичные ситуации при прохождении автокросса или гонки на выносливость, таких как резкий удар по рулевому колесу или резкий поворот и дальнейшее движение в заданном направлении.

На рисунках 69-72 показаны сравнительные графики динамических характеристик подвески гоночных болидов G3 и G4. Были сделаны симуляции основных маневров гоночного автомобиля, которые происходят во время динамических дисциплин, а также графически представлены основные результаты, которые показывают управляемость и стабилизацию автомобиля.

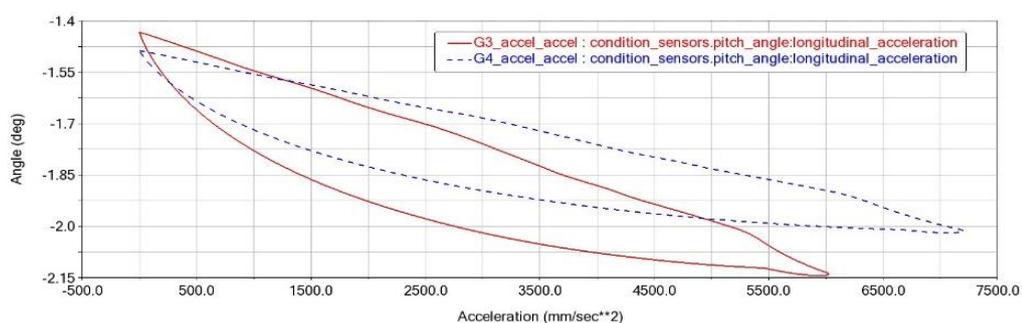


Рисунок 69 – График зависимости продольного крена автомобиля от прямолинейного ускорения

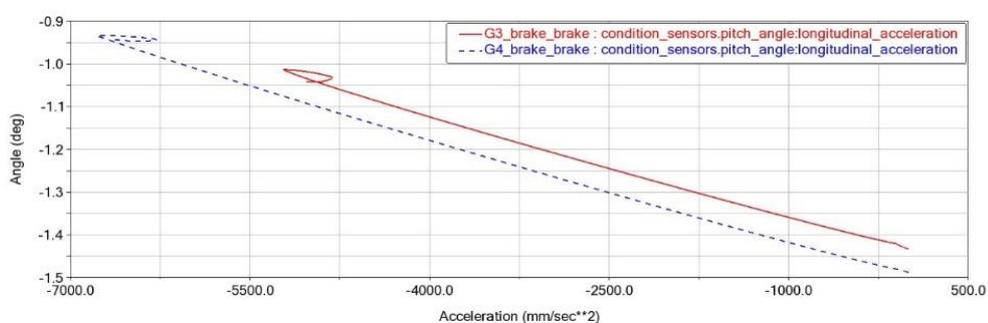


Рисунок 70 – График зависимости продольного крена автомобиля от прямолинейного торможения

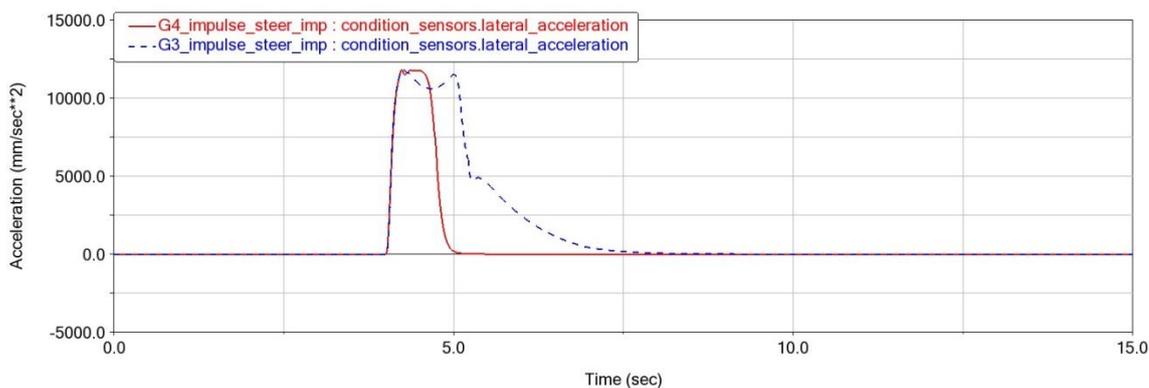


Рисунок 71 – График зависимости бокового ускорения от времени при импульсном повороте рулевого колеса

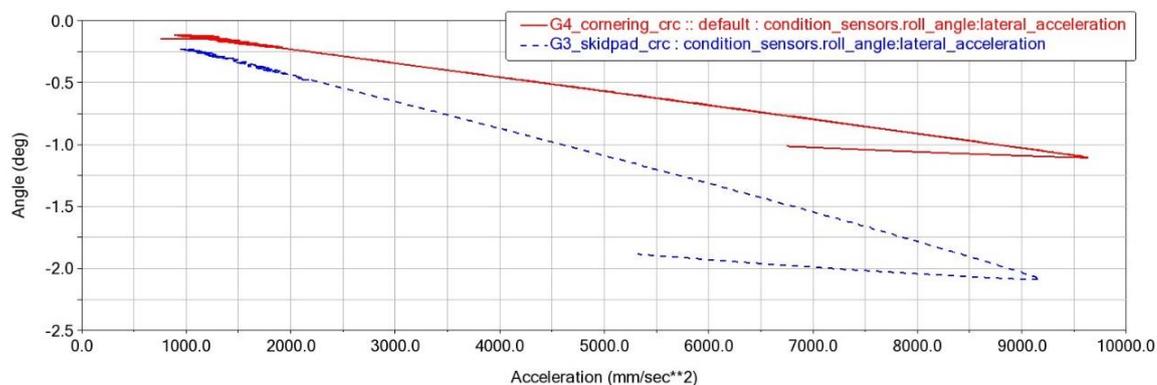


Рисунок 72 – График зависимости бокового крена автомобиля от бокового ускорения

Проанализировав графики результатов симуляций, можно увидеть, что оптимизация передней и задней подвесок гоночного болида Scorpion G4 улучшила кинематические и динамические показатели по сравнению с подвеской предыдущего гоночного болида Scorpion G3.

Таким образом, можно отметить, что для передней и задней подвески значительно уменьшился диапазон изменения колеи и колесной базы при работе подвески, а также значительно уменьшилось изменение углов схождения при любом из маневров, что лучшим образом скажется на стабильности и управляемости автомобиля и снизит риск чрезмерной поворачиваемости.

В совокупности уменьшенная масса болида Scorpion G4 (масса Scorpion G4 с пилотом составляет 270 кг, а масса Scorpion G3 с пилотом составляет 310 кг) и оптимизированная подвеска (как по жесткостным показателям, так и по кинематическим показателям) дали эффективный результат и позволили снизить продольные и поперечные крены, тем самым удалось обеспечить более стабильное поведение при прямолинейных маневрах, а также удалось увеличить максимальное боковое ускорение, а значит и скорость прохождения поворотов. Более того, несмотря на уменьшение стабилизирующих углов, таких как кастер и шкворень (для уменьшения усилий на рулевом колесе), стабилизация автомобиля после поворотов и перестроений улучшилась за счет меньшей массы и сопротивлению кренам.

Выводы по разделу

В данном разделе были описаны и показаны графически результаты оптимизации передней и задней подвесок гоночного болида по критерию управляемости. Были представлены графики по результатам симуляций кинематических и динамических тестов подвески. Графики показывают разницу характеристик подвески болида предыдущего поколения Scorpion G3 и оптимизированной подвески Scorpion G4. Видно, что проведенная оптимизация привела к улучшению динамических характеристик гоночного болида.

Заключение

В ходе диссертации были описаны и проанализированы конструкции подвесок гоночных болидов команд-участниц из зарубежных ВУЗов.

Для понимания влияния кинематических факторов подвески гоночного болида во время движения, были описаны основные теоретические аспекты работы кинематических характеристик. В данном случае кинематика подвески рассматривалась не только с точки зрения статических пространственных точек подвески гоночного автомобиля, которые задают основные характеристики подвески, но также с точки зрения динамики автомобиля, что позволило больше понять влияние каждого параметра подвески на трек. Также было выявлено, что показатель управляемости сильно зависит от жесткостных характеристик упругих и гасящих элементов.

При оптимизации передней и задней подвески использовались профессиональные программы Лотус и АДАМС, возможности которых были описаны в данной работе. Оптимизация по критерию управляемости достигалась путем оптимизации положения кинематических пространственных точек установки элементов подвески, а также подбором оптимальных упругих элементов и статических углов.

За счет оптимизации подвески гоночного болида удалось достичь повышения управляемости по сравнению с конструкцией предшествующей модели гоночного болида, что видно на графиках симуляций.

В рамках работы над проектом полученная конструкция была применена на болиде команды Тольяттинского государственного университета Scorpion G4. Также была получена положительная обратная связь от пилотов команды по критериям управляемости и стабильности автомобиля.

Также новая конструкция подвески обеспечивает уменьшенный радиус разворота и более легкое рулевое управление на трассе.

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. 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. С. 148-154.
3. Волкова Е.И., Двоглазова Н.А. Методика расчёта бизнес-презентации в рамках проекта Formula Student // Ежегодный сборник трудов "Студенческие инженерные проекты". 2017. С. 198-204.
4. Волкова Е.И., Шерстобитова О.О. Разработка пространственной рамы для гоночного болида Black Bullet // VII выпуск журнала "Точная наука". 2017. С. 18-20.
5. Раскин А.М. Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля. Саратов : Ротапринт, 1975. 68 с.
6. Дэс Хаммилл. Подвеска и тормоза: как построить и модифицировать спортивный автомобиль // пер. с англ. М. : Легион-Автодата, 2005. 96 с.
7. Вишняков Н.Н., Вахламов А.Н. Автомобиль: Основы конструкции: учеб. для ВУЗов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» 2-е изд. перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1986, 304 с.
8. Лукин П.П. Конструирование и расчёт автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
9. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. М. : Автополисплюс, 2005. 560 с.
10. Антошкина В.А. Проектирование системы подвески гоночного автомобиля Formula Student // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. Механика и машиностроение. 2016. С. 44–47.

11. Марочник сталей и сплавов / под ред. А. С. Зубченко. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 2003. 782 с.
12. Маталин А. А. Технология машиностроения: учеб. для студ. вузов, обуч. по спец. 151001 напр. "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроит. производств". Изд. 3-е, стер. ; Гриф УМО. Санкт-Петербург : Лань, 2010. 512 с.
13. Маркина А.А., Чепкасов С.Н., Бережная М.А. Разработка комплексной системы управления движением спортивного автомобиля класса «Формула Студент» по заданной трассе // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2019. С. 1–12
14. Горелов В.А., Косицын Б.Б. Разработка комплексной системы управления движением спортивного автомобиля класса «Формула Студент» по заданной трассе // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. С. 45–55.
15. Петрова М.С. Охрана труда на производстве и в учебном процессе: учеб. пособие. М. : ЭНАС, 2006. 232 с.
16. Раймпель Й. Шасси автомобиля / под. ред. И. Н. Зверева. М. : Машиностроение, 1983. 356 с.
17. Дьяков И.Ф., Оптимальный выбор подвески транспортных средств // Новые импульсы развития: вопросы научных исследований. Механика и машиностроение. 2020. С. 148–154.
18. Formula SAE [Электронный ресурс] // URL: <http://www.fsaeonline.com/> (дата обращения: 05.04.24).
19. SAE Mobilus [Электронный ресурс] // URL: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/> (дата обращения: 14.05.24)
20. Formula Student Germany [Электронный ресурс] // URL: <https://www.formulastudent.de/> (дата обращения: 05.04.24).
21. Свинов В.В. Моделирование динамики рулевого управления автомобиля // Новые информационные технологии в автоматизированных системах. 2008. С. 110–111.

22. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х томах Т2 / под ред. А.Г. Косиловой. М. : Машиностроение, 1985, 496 с.
23. Суслов А. Г. Технология машиностроения: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 2007. 429 с.
24. Рассадкин Н.А., Шорников Д.А., Агго С.Д., Пляшко А.Н. Влияние различных факторов на управляемость автомобиля // Colloquium-journal. 2021. №3 (90). С. 55–57.
25. 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. С. 205–207.
26. Li Sun, Zhao Deng, Qing Zhang. Design and Strength Analysis of FSAE Suspension // The open Mechanical Engineering Journal. 2014. P. 414–418.
27. Badih A. Jawad, Jason Baumann. Design of Formula SAE Suspension // Motorsport Engineering Conference & Exhibition Indianapolis, Indiana December. 2002. P. 2–5.
28. Greg Wheatley, Brent Lane Design of a Rear Suspension for a Race Car // Engineering Letters Journal. 2020. P. 414–418.
29. Riley W. and George A. «Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis» / University of Cornwell. 2002. P.85-88.
30. Popa C. 2005 Formula SAE-A Racer Car / University of Southern Queensland. 2005. P.113–124.