Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Московский государственный университет путей сообщения
Императора Николая II»
МГУПС (МИИТ)

На правах рукописи

Хряков Кирилл Станиславович

ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СКОРОСТНЫХ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ КРИВЫХ МАЛОГО РАДИУСА

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Сорокин Павел Алексеевич

Москва – 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4

1 АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СКОРОСТНЫХ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ КРИВЫХ НА БОЛЬШИХ СКОСРОСТЯХ 9

1.1 Основные типы скоростных безрельсовых транспортных средств 9

1.2 Оценочные показатели устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств 13

1.3 Анализ исследованности факторов, влияющих на устойчивость скоростного безрельсового транспортного средства при прохождении кривых 21

1.4 Цель и задачи исследования 44

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ СКОРОСТНЫХ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ 50

2.1 Экспериментальные исследования вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 50

2.1.1 Подготовка к экспериментальным исследованиям вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 50

2.1.2 Проведение экспериментальных исследований на специализированной гоночной трассе Моторлэнд Арагон 58

2.2 Математическая модель движения гоночного автомобиля Даллара Т12 ... 71

2.3 Спектральный анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 102

2.4 Выводы по разделу 2 111

3 АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИЙ ПЕРЕДНЕГО АНТИКРЫЛА ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ ДАЛЛАРА Т12 НА УРОВЕНЬ ГЕНЕРИРУЕМОЙ ИМ ПРИЖИМНОЙ СИЛЫ 112

3.1 Исследование форм и частот собственных колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 112

3.2 Особенности аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 122

3.2.1 Аэродинамический расчет движения в кривой радиусом 50 м 127

3.2.2 Аэродинамический расчет движения в кривой радиусом 100 м 134

3.3 Анализ влияния вибраций антикрыла на уровень прижимной силы и устойчивость при прохождении кривых малого радиуса 139

3.4 Выводы по разделу 3 144

4 СПОСОБ И СИСТЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СКОРОСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ КРИВЫХ НА БОЛЬШИХ СКОРОСТЯХ 145

4.1 Способ обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса за счет активного управления закрылками антикрыльев 145

4.2 Система обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 при прохождении кривых малого радиуса 153

4.3 Описание конструкции механизма управления закрылками переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 167

4.4 Выводы по разделу 4 172

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 173

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 176

ПРИЛОЖЕНИЕ А 190

ПРИЛОЖЕНИЕ Б 193

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. При эксплуатации скоростных безрельсовых транспортных средств, одним из основных критериев безопасности является курсовая устойчивость при прохождении кривых малого радиуса.

Активную роль в повышении устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств играют автоспортивные соревнования. Автоспорт уверенно занимает лидирующие позиции среди всех отраслей машиностроения по количеству внедрения новых технологий, систем и технических решений, позволяющих увеличить скорость, надежность и безопасность движения, уступая только военной и авиационной промышленности [94, 107].

В автоспорте впервые были разработаны и внедрены такие системы автомобилей как активная подвеска, антиблокировочная тормозная система, система эффективного отбора мощности с коленчатого вала двигателя и др., которые сегодня широко используются на автомобилях, предназначенных для езды по дорогам общего пользования [94].

Требование быстрой и безопасной езды стимулирует ведущих производителей гоночных автомобилей искать принципиально новые подходы к решению поставленных задач.

При этом множество проблем возникает при попытках сохранить высокую скорость при прохождении кривых. Современные гоночные автомобили оборудованы различными устройствами и системами обеспечения устойчивости при прохождении кривых на высоких скоростях.

Однако все существующие методы и технические решения обеспечивают устойчивость скоростного транспортного средства в кривых, при движении со скоростями, не превышающими 150 – 200 км/ч, в зависимости от радиуса кривой. Дальнейшее увеличение скорости прохождения кривых требует повышения курсовой устойчивости скоростного транспортного средства. Поэтому повышение устойчивости в кривых малого радиуса и улучшение управляемости скоростных безрельсовых транспортных средств является актуальным.

Объектами исследования являются гоночные автомобили и другие скоростные наземные безрельсовые транспортные средства, использующие для езды асфальтобетонные дороги и оснащенные аэродинамическими элементами, генерирующими прижимную силу.

Степень разработанности темы исследования. Решением проблем обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств занимались и занимаются многие отечественные и зарубежные ученые: Д.А. Антонов, Е.В. Балакина, М.М. Жилейкин, А.С. Литвинов, Я.М. Певзнер, В.И. Рязанцев, Ю.Н. Санкин, Е.Б. Сарач, Г.А. Смирнов, Е.А. Чудаков, Д.Р. Эллис, T.D. Gillespie, D. Karnopp, W.F. Milliken, H.B. Pacejka и др.

Анализируя основные направления работ по увеличению устойчивости, можно сделать вывод, что на сегодняшний день наибольшее внимание уделяется предпроектному выбору упругодемпфирующих параметров шасси, улучшению эффективности торможения, перераспределению крутящего момента между колесами и осуществлению активного подруливания.

Зарубежными учеными проведены исследования влияния прижимной силы, генерируемой недеформируемыми аэродинамическими элементами, на устойчивость скоростных транспортных средств.

Однако в этих работах не рассматривается влияние вибраций аэродинамических элементов, возникающих в реальных условиях эксплуатации, на показатели устойчивости при прохождении кривых малого радиуса.

Цель работы заключается в повышении курсовой устойчивости и улучшении управляемости скоростных безрельсовых транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса, за счет активного управления их аэродинамическими элементами.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

- анализ исследованности факторов, влияющих на устойчивость и управляемость скоростных транспортных средств;

- анализ влияния прижимной аэродинамической силы на устойчивость скоростного транспортного средства в кривой малого радиуса;
- экспериментальные исследования вибраций аэродинамических элементов скоростных транспортных средств;
- разработка математической модели движения скоростного транспортного средства, учитывающей вибрации аэродинамических элементов, и проверка ее адекватности путем сравнения результатов моделирования с экспериментальными данными;
- исследование резонансных явлений в конструкции аэродинамических элементов скоростных транспортных средств;
- анализ влияния вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы;
- разработка способа и системы обеспечения устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств, оборудованных аэродинамическими элементами, генерирующими прижимную силу.

Научная новизна. Установлена степень влияния вибраций аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, на устойчивость скоростного транспортного средства при прохождении кривых.

Теоретическая значимость. Положения диссертации служат теоретическим обоснованием работы системы обеспечения устойчивости и улучшения управляемости скоростных безрельсовых транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса, путем непрерывного сравнения реального угла поворота руля транспортного средства с теоретическим углом поворота, необходимым и достаточным для прохождения кривой в конкретных условиях.

Практическая значимость. Предложенное техническое решение:

- позволяет увеличить скорость прохождения кривых малого радиуса скоростными транспортными средствами, без потери устойчивости;
- повышает безопасность и комфорт езды на скоростных транспортных средствах.

Методология и методы исследования. Работа выполнена в соответствии с основными положениями теорий устойчивости и управляемости автомобиля, гидро- и газодинамики, и теории автоматического управления. В ходе выполнения работы использованы методы экспериментальных исследований и цифровой обработки сигналов, спектральный анализ колебательных процессов, метод конечных элементов и метод вычислительной гидродинамики. Для расчетов применялись вычислительные комплексы MATLAB – Simulink, ANSYS и электронные вычислительные таблицы Microsoft Excel. Разработка чертежей и трехмерных моделей осуществлялась в системе автоматизированного проектирования КОМПАС-3D. Программа работы системы обеспечения устойчивости написана на графическом языке программирования CFC среды разработки CODESYS.

Положения, выносимые на защиту:

- математическая модель движения скоростного транспортного средства, учитывающая вибрации аэродинамических элементов;
- результаты исследования влияния вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы;
- способ обеспечения устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств в кривых малого радиуса, за счет активного управления закрылками антикрыльев.

Степень достоверности положений и выводов подтверждается базированием проведенных исследований на основных физических законах и общепринятых принципах, соответствием разработанных моделей натурным аналогам и проведением экспериментальных исследований.

Апробация результатов. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на семинарах кафедры «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы» Московского государственного университета путей сообщения, на 13-й научно-практической конференции «Безопасность движения поездов» МИИТ, 2012 г., на X Международной научно-практической конференции «Trans-Mech-Art-Chem» МИИТ, 2014 г., на

международной научно-практической конференции «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы, как катализатор роста экономики государства» Красноярск, Сибирский федеральный университет, 2016 г.

Работа «Метод и технические средства управления динамической устойчивостью стационарных башенных кранов», выполненная коллективом авторов в составе: А.В. Мишин, К.С. Хряков, Чан Дык Хиеу, отмечена золотой медалью 12-й Всероссийской выставки научно-технического творчества молодежи «НТТМ-2012», проходящей на ВВЦ 26 – 29 июня 2012 года.

Работа «Способ обеспечения устойчивости башенных кранов от опрокидывания», выполненная коллективом авторов в составе: К.С. Хряков, А.В. Мишин, отмечена грантом второй степени 13-й Всероссийской выставки научно-технического творчества молодежи «НТТМ-2013», проходящей на ВВЦ 25 – 28 июня 2013 года.

Работа «Средство обеспечения устойчивости грузоподъемных машин при ненормируемых внешних воздействиях», выполненная К.С. Хряковым, отмечена грантом УМНИК 23 ноября 2012 года.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ, из них 5 статей в изданиях, входящих в перечень, рекомендованный ВАК Минобразования Российской Федерации и 4 тезиса научных докладов.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 196 страницах машинописного текста, содержит 101 рисунок, 10 таблиц, 2 приложения и список литературы из 128 наименований. Работа состоит из введения, четырех разделов с выводами, заключения и списка литературы.

1 АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СКОРОСТНЫХ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ КРИВЫХ НА БОЛЬШИХ СКОСРОСТЯХ

1.1 Основные типы скоростных безрельсовых транспортных средств

Наибольшее развитие высокоскоростной безрельсовый транспорт получил в области автоспортивных соревнований. При этом скоростной потенциал безрельсовых транспортных средств для пассажироперевозок используется не полностью. В основном это объясняется требованиями безопасности, так как движение транспорта в местности, населенной людьми, требует ограничения максимальной скорости его движения.

В связи с этим, строятся специальные, изолированные от транспортных систем общего пользования, автодромы, которые позволяют безрельсовым наземным транспортным средствам развивать максимальную конструктивную скорость.

На таких автодромах (гоночных трассах) в основном проходят автоспортивные соревнования и испытания различных новых узлов и деталей автомобилей, которые способствуют техническому развитию безрельсового скоростного наземного транспорта.

На сегодняшний день автоспорт является, и в ближайшей перспективе останется главным испытательным полигоном всех нововведений и технических решений, применяемых в автомобильном транспорте [119].

Конкуренция в автоспортивных соревнованиях, приводит к постепенному снижению массы автомобилей и внедрению в эксплуатацию узлов и деталей машин, изготовленных из дорогостоящих материалов, обладающих большой прочностью и легкостью. Значительная доля составляющих элементов современного гоночного автомобиля изготовлена из разнообразных типов карбона, материала, который по прочностным характеристикам сравним со сталью, но при этом обладает значительно меньшей плотностью [94].

При всем широком спектре различных гоночных серий, самым высокотехнологичным соревнованием в кольцевом автоспорте является Формула-1. Гоночная серия, в которой впервые были внедрены такие системы автомобилей, как: активная подвеска, система эффективного отбора мощности с двигателя и передачи его на колеса, антиблокировочная тормозная система [121, 125] и др.

Основной задачей автомобиля в гонках класса Формула-1 и других подобных автоспортивных соревнованиях, является не развитие максимально-рекордной скорости, а прохождение сложного круга с кривыми малого радиуса (50 – 250 м), за наименьшее время. Наилучшим автомобилем для таких соревнований является автомобиль, способный одинаково быстро ехать как на прямых участках трассы, так и в кривых. Поэтому, при проектировании гоночных автомобилей, особое внимание уделяется эффективности их ускорения и торможения, а также сохранению максимальной возможной скорости при прохождении кривых (на пределе сохранения устойчивости) [94].

Из этого следует, что из всего разнообразия скоростных безрельсовых наземных транспортных средств, проблема обеспечения устойчивости при прохождении кривых на больших скоростях наиболее актуальна именно для кольцевых гоночных автомобилей.

Современные гоночные автомобили для кольцевых гонок можно разделить на две большие группы: серийные кузовные автомобили, адаптированные для гоночных условий, и специально спроектированные высокотехнологичные гоночные автомобили [9, 119].

К числу первых можно отнести такие гоночные серии, как World Touring Car Championship, Russian Touring Car Championship, British Touring Car Championship, чемпионаты класса GT и различные моноклассы. В таких чемпионатах участники соревнуются на серийных автомобилях («БМВ», «Сеат», «Рено», «Ауди», «Хонда», «Лада», «Форд» и др.) с небольшой модернизацией кузова, двигателя и трансмиссии.

Устойчивость в поворотах таких автомобилей обеспечивается оптимизацией параметров жесткости шасси.

Ко второй группе относятся машины с открытыми колесами и спортпрототипы, а также специально спроектированные гоночные автомобили, имеющие внешние сходства с серийными автомобилями (Deutsche Tourenwagen Masters (DTM) и NASCAR).

Спортпрототипы классов LMP1 и LMP2 (рисунок 1.1) – это высокотехнологичные автомобили, обладающие значительным уровнем прижимной силы, которая в несколько раз превышает вес самого автомобиля [119]. Устройства, генерирующие прижимную силу, устанавливаются на такие автомобили с целью увеличения сцепления колес с дорожным полотном, за счет увеличения веса автомобиля.

Рисунок 1.1 – Спортпрототип класса LMP1 «Ауди» R18 e-tron Quattro

Регламент соревнований, установленный Международной федерацией автоспорта (Federation Internationale de l’Automobile (FIA)), предусматривает участие таких автомобилей только в гонках на выносливость, таких как 24 часа Ле Мана. Как правило, в таких соревнованиях на передний план выходит надежность

агрегатов, а не их максимальная производительность. Поэтому, несмотря на высокую максимальную скорость таких автомобилей, проблема обеспечения устойчивости при прохождении кривых на больших скоростях отступает на второй план.

Наиболее остро проблема обеспечения устойчивости при прохождении кривых на больших скоростях проявляется при эксплуатации одноместных машин с открытыми колесами (т.н. формульные классы). К таким классам относятся Формула-1 (рисунок 1.2), GP2, GP3, Формула 3.5 V8, Формула Рено 2.0, IndyCar Series, Формула-3 и др.

Рисунок 1.2 – Гоночный автомобиль класса Формула-1 «Феррари» F138

Среднестатистическая продолжительность гонки в таких сериях обычно не превышает двух часов. Поэтому на первый план выходит производительность отдельных агрегатов и узлов автомобилей.

При этом гонщики, выступающие в этих сериях, обладают высоким уровнем профессионализма, позволяющего им проезжать круг за кругом в пределах траектории, обеспечивающей максимально возможную скорость, и использовать весь потенциал автомобиля, испытывая при этом перегрузки до 4 g.

Инженеры, проектирующие такие автомобили, уделяют особое внимание их аэродинамике, широко используя эффект прижимной аэродинамической силы.

Для повышения конкурентоспособности, требования соревновательного регламента FIA периодически изменяются, вынуждая инженеров искать новые решения по обеспечению устойчивости и увеличению скорости в кривых.

1.2 Оценочные показатели устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств

Устойчивостью скоростного безрельсового транспортного средства (в частности автомобиля) принято назвать его способность сохранять заданную траекторию движения при воздействии факторов внешней среды [86].

Принято различать траекторную и курсовую устойчивость автомобиля, а так же устойчивость к его опрокидыванию.

Траекторная устойчивость автомобиля определяет способность его центра масс сохранять заданное направление движения. Оценивается смещением центра масс автомобиля относительно заданной траектории движения.

Курсовая устойчивость – способность автомобиля сохранять ориентацию его продольной оси. Определяется курсовым углом.

При этом предельный случай потери траекторной и курсовой устойчивости возникает в момент начала скольжения одного или всех мостов автомобиля.

В случае опрокидывания автомобиля, предельным случаем потери устойчивости является отрыв колес автомобиля от опорной плоскости дороги. При этом различают продольное (автомобиль поворачивается в продольной плоскости) и поперечное (автомобиль поворачивается в поперечной плоскости) опрокидывание.

В связи с этим различают поперечную и продольную потерею устойчивости.

Поперечная потеря устойчивости возникает либо в случае бокового опрокидывания автомобиля, либо в случае его заноса (скольжения). В основном этот тип потери устойчивости возникает при движении по криволинейным

участкам дороги (за счет действия сил инерции), косогорам (за счет действия дополнительной составляющей от силы тяжести) и при сильном боковом ветре [39, 86, 97].

Продольная потеря устойчивости автомобиля возникает при сильном возрастании буксования его ведущих колес. Однако современные автомобили характеризуются низким расположением центра масс, что способствует буксованию автомобилей на уклонах, которые значительно меньше по кривизне, чем уклоны, на которых возможно продольное опрокидывание. Тем не менее, для коротко базовых автомобилей повышенной проходимости с высоким расположением центра тяжести, при езде в горной местности продольная потеря устойчивости все же возможна.

С точки зрения сохранения высокой скорости при движении в кривых, интерес представляет именно поперечная устойчивость автомобиля.

Показатели оценки устойчивости автомобиля представляют собой критические значения параметров положения и движения автомобиля. При воздействии на автомобиль боковых сил, для анализа его устойчивости используют следующие показатели [86]:

- критическая скорость по боковому скольжению $v_{кр.ск}$ и критическая скорость по боковому опрокидыванию $v_{кр.оп}$;
- критическая скорость по траекторной и курсовой устойчивости $v_{кр.\omega}$;
- коэффициент поперечной устойчивости η_{ny};
- критический угол косогора по боковому скольжению $\beta_{кр.ск}$ и критический угол по боковому опрокидыванию $\beta_{кр.оп}$;
- угол крена $\lambda_{кр}$;
- угол дрейфа $\beta_{др}$.

Для обеспечения устойчивости автомобилей, все выше приведенные параметры нормируются согласно ГОСТ Р 52302–2004, ЕЭК ООН №107 и ОСТ 37.001.487–89.

Согласно [19, 58] проводятся испытания автомобилей на соответствие заданным нормам. По результатам испытаний определяются величины

показателей оценки устойчивости, на основе которых принимаются решения о годности автомобиля к эксплуатации или же необходимости его доработки с целью повышения устойчивости.

Критические скорости бокового скольжения $v_{кр.ск}$ и бокового опрокидывания $v_{кр.оп}$ определяют при движении автомобиля по кругу с заданным радиусом на площадке с твердым покрытием. Постепенно увеличивая скорость автомобиля, фиксируется начало скольжения его колес. При этом угол крена подрессоренной массы автомобиля $\lambda_{кр}$ не должен превышать 6 – 7° при боковом ускорении 4 м/с^2.

Скорость $v_{кр.\omega}$ соответствует скорости прямолинейного движения или установившегося кругового движения.

Критические углы косогора по боковому скольжению $\beta_{кр.ск}$ и по боковому опрокидыванию $\beta_{кр.оп}$ определяются на специальной наклонной платформе, способной изменять угол своего наклона в продольной плоскости.

Угол дрейфа $\beta_{др}$ определяется как угол между вектором скорости полюса рулевого управления и продольной осью автомобиля. Полюсом рулевого управления называется точка проекции центра поворота автомобиля на его продольную ось без учета увода колес. При воздействии боковых сил на автомобиль его полюс рулевого управления сдвигается и происходит отклонение вектора его скорости относительно продольной оси автомобиля. Такой сдвиг полюса рулевого управления называется дрейфом автомобиля.

Угол дрейфа $\beta_{др}$ определяет склонность автомобиля к заносу. Рекомендуется, чтобы при скоростях не превышающих 100 км/ч и боковом ускорении 4 м/с^2, угол дрейфа $\beta_{др}$ не превышал 7° [86].

Так же, очень важным понятием при определении устойчивости автомобиля в кривых, является его поворачиваемость.

Для определения влияния увода колес на устойчивость автомобиля, необходимо рассмотреть его движение по круговой траектории. Угол увода передних $\delta_{ув1}$ и задних $\delta_{ув2}$ колес в этом случае можно определить по следующим формулам [86]:

$$\delta_{\text{ув1}} = \frac{m_1 v_x^2}{R_{\text{п}}^* k_{\text{ув1}}}; \quad (1.1)$$

$$\delta_{\text{ув2}} = \frac{m_2 v_x^2}{R_{\text{п}}^* k_{\text{ув2}}}; \quad (1.2)$$

где m_1, m_2 – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю ось соответственно;

v_x – проекция скорости центра масс автомобиля на его продольную ось;

$R_{\text{п}}^*$ – радиус кривой;

$k_{\text{ув1}}, k_{\text{ув2}}$ – коэффициенты сопротивления уводу передних и задних колес соответственно.

При этом радиус кривой с учетом увода колес передней и задней оси согласно [86], определяется как:

$$R_{\text{п}}^* = \frac{L}{\theta}\left[1 + \left(\frac{m_1}{k_{\text{ув1}}} - \frac{m_2}{k_{\text{ув2}}}\right)\frac{v_x^2}{L}\right], \quad (1.3)$$

где L – база автомобиля;

θ – угол поворота управляемых колес;

Отношение L/θ называется кинематическим радиусом поворота автомобиля $R_{\text{п}}$ (без увода колес).

Таким образом, выражение (1.3) можно привести к следующему виду:

$$R_{\text{п}}^* = R_{\text{п}}\left[1 + \left(\frac{m_1}{k_{\text{ув1}}} - \frac{m_2}{k_{\text{ув2}}}\right)\frac{v_x^2}{L}\right], \quad (1.4)$$

Анализируя выражение (1.4) можно прийти к выводу, что при отрицательном значении выражения в круглых скобках, реальный радиус поворота автомобиля $R_{\text{п}}^*$ становится меньше кинематического радиуса $R_{\text{п}}$, определяемого углом поворота рулевого колеса водителем. В этом случае возникает вероятность неустойчивого движения. При этом разница между $R_{\text{п}}^*$ и $R_{\text{п}}$ возрастает с увеличением скорости v_x.

Способность автомобиля изменять кривизну траектории своего движения при изменении скорости принято называть статической поворачиваемостью. Коэффициент статической поворачиваемости определяется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{пов}} = \frac{m_2/k_{\text{ув2}}}{m_1/k_{\text{ув1}}} = \frac{k_{\text{ув1}} l_1}{k_{\text{ув2}} l_2}, \tag{1.5}$$

где l_1, l_2 – продольные координаты центра масс автомобиля относительно осей вращения для передних и задних колес соответственно.

В случае, если $\eta_{\text{пов}} = 1$, то радиус поворота автомобиля $R_{\text{п}}^*$ будет равен радиусу поворота автомобиля с жесткими колесами $R_{\text{п}}$. Углы увода передних $\delta_{\text{ув1}}$ и задних $\delta_{\text{ув2}}$ колес при этом будут одинаковыми, а $R_{\text{п}}^*$ не будет зависеть от скорости v_x. Автомобиль в этом случае будет обладать нейтральной поворачиваемостью.

На рисунке 1.3 представлено движение автомобиля по прямолинейной траектории ($\theta = 0$). На автомобиль действует боковая сила F_y. Предполагается, что колеса автомобиля жесткие в боковом направлении, и он будет двигаться прямолинейно до тех пор, пока сила F_y не увеличится до величины, способной вызвать боковое скольжение колес.

Так в случае нейтральной поворачиваемости, под действием боковой силы F_y автомобиль будет двигаться прямолинейно, но под углом $\delta_{\text{ув}} = \delta_{\text{ув1}} = \delta_{\text{ув2}}$ к своей продольной оси (см. рисунок 1.3, *а*).

У автомобиля, обладающего нейтральной поворачиваемостью, при потере сцепления колес с дорожным полотном во время прохождения кривой на высокой скорости, заскользят одновременно передние и задние колеса.

С точки зрения автоспорта, нейтральная поворачиваемость является эталоном настройки управляемости автомобиля. Однако в силу влияния на управляемость автомобиля множества факторов, инженерам очень редко удается достичь нейтральной поворачиваемости автомобиля.

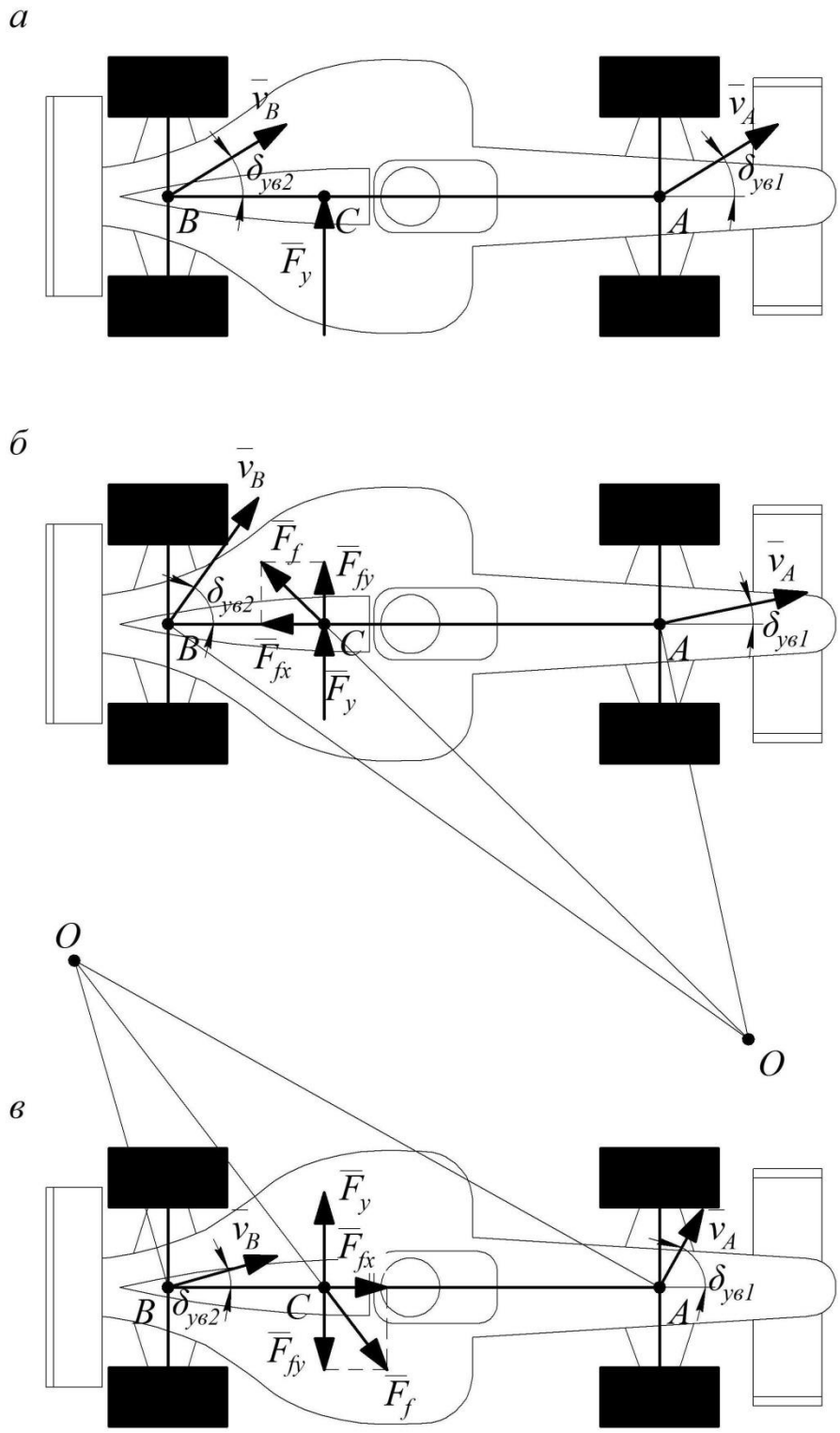


Рисунок 1.3 – Движение автомобиля под действием боковой силы F_y: *а* – при нейтральной поворачиваемости; *б* – при избыточной; *в* – при недостаточной

В случае, если $\eta_{\text{пов}} > 1$, то углы увода передних колес меньше углов увода задних ($\delta_{\text{ув1}} < \delta_{\text{ув2}}$), а радиус поворота автомобиля $R_{\text{п}}^{*}$ меньше кинематического радиуса поворота $R_{\text{п}}$ и при увеличении скорости v_x будет уменьшаться. В этом случае автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью.

Такой автомобиль, под действием боковой силы F_y начнет вращение вокруг мгновенного центра поворота *O* (см. рисунок 1.3, *б*). В этом случае на автомобиль начнет действовать центробежная сила инерции F_f, поперечная составляющая F_{fy} которой совпадет по направлению с боковой силой F_y, вызвавшей увод колес автомобиля. В результате этого углы увода колес продолжат увеличиваться, а радиус поворота $R_{\text{п}}^{*}$ – уменьшаться, и автомобиль потеряет устойчивость.

Для того чтобы восстановить устойчивое движение автомобиля, водителю необходимо повернуть рулевое колесо так, чтобы мгновенный центр поворота переместился из точки *O* в точку, расположенную с противоположной стороны автомобиля.

У автомобиля, обладающего избыточной поворачиваемостью, во время прохождения кривой на скорости, при которой начинается потеря сцепления колес с дорожным полотном, первыми скольжение начнут задние колеса.

В автоспорте избыточная поворачиваемость позволяет гонщикам использовать дополнительное преимущество в виде того, что автомобиль способен резко менять траекторию движения. Это позволяет проходить кривые малого радиуса на больших скоростях, по сравнению с нейтральной поворачиваемостью, за счет использования эффекта заноса задней оси. Однако в этом случае возникает риск потерять управление автомобилем. Поэтому большая часть гонщиков пытается избежать избыточной управляемости автомобиля путем настройки параметров его подвески.

На дорогах общего пользования эксплуатация автомобилей с избыточной поворачиваемостью крайне нежелательна, поскольку при управлении таким автомобилем неопытным водителем существенно возрастает риск аварийных ситуаций [98].

Управление автомобилем с избыточной поворачиваемостью затрудняется при увеличении скорости движения и при достижении некоторой критической скорости, происходит потеря устойчивости и управляемости автомобиля. Эту критическую скорость принято называть критической скоростью по условиям увода $v_{\text{кр.}\delta}$ [86]. Значение $v_{\text{кр.}\delta}$ можно определить при помощи выражения (1.3):

$$v_{\text{кр.}\delta} = \sqrt{\frac{Lg}{\frac{G_2}{k_{\text{ув2}}} - \frac{G_1}{k_{\text{ув1}}}}}; \qquad (1.6)$$

В случае, если $\eta_{\text{пов}} < 1$, то углы увода передних колес больше углов увода задних ($\delta_{\text{ув1}} > \delta_{\text{ув2}}$), а радиус поворота автомобиля $R_{\text{п}}^{*}$ больше кинематического радиуса поворота $R_{\text{п}}$ и при увеличении скорости v_x будет увеличиваться. В этом случае автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью.

У автомобиля, обладающего недостаточной поворачиваемостью, во время прохождения кривой на скорости, при которой начинается потеря сцепления колес с дорожным полотном, первыми скольжение начнут передние колеса.

Автомобиль с недостаточной поворачиваемостью, под действием боковой силы F_y начнет вращение вокруг мгновенного центра поворота *O* (см. рисунок 1.3, *в*). В этом случае на автомобиль начнет действовать центробежная сила инерции F_f, поперечная составляющая F_{fy} которой противоположно направлена вектору возмущающей силы F_y, вызвавшей боковой увод колес автомобиля. В результате этого увод колес начнет быстро уменьшаться, и автомобиль продолжит движение по траектории, близкой к прямой линии.

Таким образом, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив по сравнению с автомобилем с избыточной поворачиваемостью. Эксплуатация автомобилей с недостаточной поворачиваемостью на дорогах общего пользования является наиболее предпочтительной, так как способствует увеличению безопасности движения [98].

Однако с точки зрения автоспорта, недостаточная поворачиваемость снижает максимальную возможную скорость автомобиля при прохождении кривых. Это вызвано тем, что при желании гонщика осуществить поворот, автомобиль сопротивляется и стремиться продолжить прямолинейно движение. В результате чего, гонщику необходимо снижать скорость, для того чтобы оставить автомобиль на желаемой траектории.

В связи с этим, для скоростных безрельсовых транспортных средств, не использующих для движения дороги общего пользования наиболее предпочтительной является нейтральная поворачиваемость.

1.3 Анализ исследованности факторов, влияющих на устойчивость скоростного безрельсового транспортного средства при прохождении кривых

Вопросам устойчивости автомобилей и других наземных безрельсовых транспортных средств уделяется большое внимание во многих странах мира.

Общие проблемы обеспечения устойчивости рассмотрены в работах [6, 7, 24, 41, 42, 45, 46, 49, 50, 60, 63, 70, 71, 100].

Значительный вклад в развитие теории устойчивости внес российский ученый А.М. Ляпунов. Работа [45] представляет собой основу исследований в этой области науки. А.М. Ляпуновым была определена общая форма решения задач обеспечения устойчивости, которая нашла применение в различных направлениях прикладной науки.

Основные направления работы А.М. Ляпунова были впоследствии развиты учеными В.М. Матросовым [49] и Н.Г. Четаевым [100].

Практическое применение теории А.М. Ляпунова к оценке устойчивости автомобилей было рассмотрено в работах Е.А. Чудакова [101]. Теоретический подход к решению задачи оценки устойчивости автомобиля рассмотрен Я.М. Певзнером в работе [60].Общие проблемы устойчивости движения автомобиля рассмотрены в работах А.С. Литвинова [43, 44], Д.Р. Эллиса [103] и Д.А. Антонова [1]. Большинство современных исследований в области оценки

устойчивости автомобилей, базируются на принципах, изложенных этими учеными.

В связи с тем, что устойчивость скоростных транспортных средств зависит от множества различных факторов, научные исследования по обеспечению устойчивости проводятся в различных направлениях. Поэтому анализ степени исследованности проблем обеспечения устойчивости автомобилей и других скоростных транспортных средств, целесообразно совместить с анализом факторов, влияющих на устойчивость их движения.

Рассмотрим основные факторы, влияющие на устойчивость скоростного транспортного средства при прохождении кривых.

Перераспределение веса транспортного средства между его колесами во время движения. Движение скоростного транспортного средства подразумевает постоянные ускорения и торможения, обусловленные конфигурацией трассы, по которой происходит движение. Из-за изменения направления и величины продольного и поперечного ускорения, вес автомобиля постоянно перераспределяется между его колесами [121]. Так, при ускорении часть веса автомобиля под действием сил инерции перемещается с передней на заднюю ось, увеличивая при этом силу трения задних (приводных) колес с дорожным полотном и улучшая разгонные характеристики автомобиля.

Однако при торможении эффект от перераспределения веса играет неблагоприятную роль. Часть веса с задней оси перемещается на переднюю, разгружая таким образом задние колеса, что увеличивает вероятность их блокировки и снижает эффективность торможения.

При прохождении кривых, часть веса с внутренних (по отношению к центру радиуса кривой) колес перемещается на внешние, снижая силу трения внутренних колес с дорожным полотном. При этом дополнительная загрузка внешних колес не компенсирует потерю силы трения внутренних колес. Это объясняется не пропорциональной зависимостью боковой силы шины от ее нормальной нагрузки. При увеличении нормальной нагрузки на шину, прирост максимальной боковой силы, которую может удержать шина, снижается. Поэтому при перемещении

части веса автомобиля с внутренних колес на внешние, его суммарное сцепление с дорогой снижается [121, 122].

При торможении и разгоне в кривых, возникают комбинации выше перечисленных явлений, приводящих к ассиметричному перераспределению веса между колесами, что еще в большей степени снижает максимальную возможную скорость прохождения кривой.

Фактор влияния перераспределения веса на устойчивость автомобиля является следствием динамики его движения и не может быть ликвидирован полностью. Однако оперируя параметрами жесткости и демпфирования подвески и кузова автомобиля, положением его центра масс, моментами инерции кузова по крену и тангажу, можно снизить влияние этого фактора на устойчивость движения.

Очевидно, что для снижения опрокидывающих моментов во время торможений и поворотов, целесообразно уменьшать высоту положения центра масс автомобиля, а его продольное расположение между осями автомобиля, определять исходя из соотношения эффективности характеристик разгона и торможения.

Проведено много исследований, посвященных обеспечению устойчивости скоростных транспортных средств, путем оптимизации их конструкции еще на стадии проектирования.

В работе [3], приведена методика оценки устойчивости и управляемости автомобиля при езде по дорогам с разнообразными неровностями. Эта методика позволяет оптимизировать параметры шасси автомобиля для его эксплуатации в различных условиях.

Исследование [5] посвящено улучшению устойчивости скоростных транспортных средств при торможении, за счет предпроектного выбора параметров элементов шасси. В работе приведено ранжирование параметров элементов шасси по уровню их влияния на устойчивость транспортного средства.

Наиболее эффективным способом предпроектного анализа динамики разрабатываемого автомобиля с целью его оптимальной компоновки, является

создание математических моделей шасси автомобилей, отражающих основные характеристики управляемости и устойчивости, а также позволяющих прогнозировать реакцию транспортных средств на воздействия окружающей среды и управляющие воздействия со стороны водителя.

В работах [1, 14, 20, 26, 43, 44, 68, 88, 114, 118] рассматриваются математические модели скоростных транспортных средств, позволяющие определить основные параметры, определяющие устойчивость транспортных средств на стадии проектирования автомобиля. Математические модели в этих работах имеют ограниченное число степеней свободы.

В работах [74, 75, 76] курсовая устойчивость автомобиля, рассматриваемого как многомерная система с неограниченным числом степеней свободы, исследуется частотными методами. Такой подход позволяет осуществлять априорную оценку критической скорости автомобиля и параметров, влияющих на его устойчивость с меньшими затратами времени и материальных ресурсов.

Жесткостные и демпфирующие характеристики элементов подвески. Эти характеристики влияют на перераспределение веса автомобиля во время движения. Оперируя жесткостью передней и задней оси, можно корректировать баланс автомобиля, изменяя его склонность к недостаточной или избыточной поворачиваемости.

Влияние характеристик пружин и амортизаторов подвески на устойчивость автомобиля подробно рассмотрено в работах [39, 65, 66, 86, 97, 98].

Помимо пружин и амортизаторов, для увеличения устойчивости при движении в кривых и предотвращения опрокидывания, скоростные транспортные средства оборудуются стабилизаторами поперечной устойчивости [108, 125].

Изменяя жесткость стабилизаторов поперечной устойчивости можно изменять крен автомобиля при прохождении кривых.

На гоночных автомобилях стабилизаторы поперечной устойчивости устанавливаются как на переднюю, так и на заднюю ось автомобиля.

Существуют различные типы стабилизаторов поперечной устойчивости, однако большинство из них устроено по принципу торсиона.

Стабилизатор такого типа соединяет левую и правую часть подвески одной оси автомобиля при помощи металлического стержня. При движении в кривой, из-за возникающего крена автомобиля, концы стержня (торсиона) закручиваются в противоположные стороны. В результате создается упругий момент, который препятствует увеличению угла крена автомобиля.

На гоночных автомобилях формульных классов широкое распространение получили Т-образные стабилизаторы поперечной устойчивости. Один из таких стабилизаторов, установленных в задней подвеске автомобиля, обведен окружностью красного цвета на рисунке 1.4.

Рисунок 1.4 – Стабилизатор поперечной устойчивости, установленный в задней подвеске гоночного автомобиля

Стабилизатор такого типа шарнирно закрепляется нижним концом вертикального стержня к шасси автомобиля. При этом он может осуществлять ограниченные угловые перемещения в продольной плоскости автомобиля.

С противоположной стороны вертикального стержня выполнено специальное отверстие для установки горизонтального стержня.

Сечение горизонтального стержня представляет собой прямоугольник. Таким образом, меняя угол установки горизонтального стержня в установочном отверстии вертикального стержня можно регулировать жесткость стабилизатора [113].

По обоим концам горизонтального стержня имеются специальные сферические шарниры, к которым подсоединяются соединительные стержни левой и правой частей подвески задней оси.

При прохождении кривых из-за возникновения крена, через эти соединительные стержни усилие передается на стабилизатор поперечной устойчивости. При этом в горизонтальном стержне возникает изгибающий момент, а в вертикальном стержне – крутящий. Упругое сопротивление изгибу и кручению предотвращает увеличение крена автомобиля при движении в кривой на высоких скоростях.

Стабилизатор поперечной устойчивости является эффективным средством по борьбе с креном автомобиля и его боковым опрокидыванием. Увеличивая жесткость стабилизатора можно минимизировать крен автомобиля и улучшить его отклик на изменение угла поворота рулевого колеса.

Однако при этом постоянно необходимо поддерживать баланс между жесткостями передней и задней оси, так как значительная разница между ними приводит к неравномерному распределению веса автомобиля между его колесами во время поворота, что приводит либо к избыточной, либо к недостаточной поворачиваемости (в зависимости от того какая ось автомобиля обладает большей жесткостью).

Но самым главным недостатком стабилизаторов поперечной устойчивости является их негативное влияние на устойчивость автомобиля при езде по трассам, характеризуемым непостоянным профилем дорожного полотна в поперечной плоскости автомобиля.

Так если профили дороги под левыми и правыми колесами существенно различаются, жесткие стабилизаторы поперечной устойчивости препятствуют контакту всех четырех колес с дорожным полотном, понижая тем самым устойчивость автомобиля. Такие ситуации возникают, например, при входе в кривую с контруклоном. В таком случае, из-за жестких стабилизаторов поперечной устойчивости автомобиль будет двигаться какое-то время на трех колесах. Мягкая же подвеска, способна нивелировать изменение профиля дороги

в поперечной плоскости автомобиля, и сохранить контакт всех четырех колес с дорожным полотном [125].

Характеристики шин. Сцепные качества шин оказывают существенное влияние на устойчивость автомобиля при движении кривых. Так химический состав шины определяет значение коэффициента трения, а структура рисунка протектора обеспечивает эффективность отвода воды из пятна контакта, для сохранения высоких сцепных качеств.

При этом жесткость шины в боковом направлении и давление воздуха в ней влияют на значение угла увода в кривой, а жесткость и коэффициент демпфирования в радиальном направлении оказывают влияние на усилия, возникающие в подвеске автомобиля.

Исследование влияния шин на устойчивость транспортных средств подробно рассмотрено зарубежным ученым Пацейкой [122].

Для увеличения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении кривых разработаны специальные шины без протектора, называемые сликами (от англ. slick).

Абсолютно гладкая поверхность шин (без протектора) уменьшает давление на них со стороны дороги, тем самым уменьшая деформации под нагрузкой и износ. Это в свою очередь позволяет использовать мягкие пористые материалы, обладающие высокими сцепными свойствами, достигаемыми за счет адгезии.

Ведущими производителями гоночных шин, такими как «Мишлен» (Франция), «Пирелли» (Италия), «Бриджстоун» (Япония) и др., постоянно улучшаются химические составы их продукции с целью увеличения коэффициента трения шины с дорогой и уменьшения износа.

Однако эту задачу не просто решить, так как постоянно необходимо искать компромисс между сцепными качествами шин и их износостойкостью [121, 122].

Так более мягкие шины обладают высоким коэффициентом трения с дорожным полотном, но изнашиваются очень быстро. Жесткие же шины, наоборот, обеспечивают меньший коэффициент трения, но обладают большой износостойкостью. Например, гоночные слики «Пирелли» самой мягкой

конфигурации способны преодолеть с номинальными сцепными качествами не более 25 км, после чего их характеристики начинают падать (здесь приведены ориентировочные значения, полученные в результате наблюдения за тенденцией смены шин командами Формулы-1, реальный износ зависит от множества факторов и различается на разных автодромах). Шины самой жесткой конфигурации этой же фирмы, способны поддерживать свое сцепные характеристики на значительно более длинных дистанциях (до 150 км). Однако автомобиль с жесткими шинами не способен ехать также быстро в кривых как с мягкими шинами, за счет более низкого коэффициента трения шин с дорожным полотном.

При этом чрезмерно высокие температуры ускоряют износ шин и могут привести к химической деградации их состава, что так же существенно снижает коэффициент трения между шиной и дорогой [122].

На рисунке 1.5 изображены гоночные слики «Пирелли», слева – новые, справа – с существенной степенью износа.

Рисунок 1.5 – Внешний вид гоночных сликов фирмы «Пирелли» (Италия): слева – новых; справа – изношенных

Гоночные слики, хотя и являются эффективным способом увеличения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении кривых на высоких скоростях, тем не менее, обладают существенным недостатком, выраженном в

ограниченном интервале времени, в течение которого их использование эффективно.

Тормозные характеристики автомобиля. Эффективность работы тормозной системы и ее способность перераспределять тормозные усилия между колесами оказывают существенное воздействие на устойчивость автомобиля.

Множество научных работ посвящено исследованию устойчивости скоростных транспортных средств во время торможения. В работах [12, 16, 69] установлено противоречие между улучшением показателей устойчивости транспортных средств и увеличением эффективности их торможения.

Зачастую во время торможения автомобиля, из-за перераспределения веса между его колесами и снижения коэффициента трения скольжения между шиной и дорожным полотном, может произойти блокировка одного или нескольких колес автомобиля. Разница в коэффициентах трения скольжения между колесами автомобиля создает вращающий момент, который может привести к потере устойчивости в виде заноса автомобиля.

Для предотвращения блокировки колес автомобиля во время его торможения разработана антиблокировочная система колес (АБС) [47, 98].

Система состоит из датчиков скорости (или ускорения) колес, управляющих клапанов тормозной системы и блока управления. Блок управления получает сигналы с датчиков и на основании заложенной в него программы, осуществляет активное управление клапанами, установленными в тормозной системе автомобиля.

При возникновении разницы между скоростями вращения колес автомобиля, АБС ограничивает тормозное усилие, препятствуя блокировки колес, обладающих сравнительно меньшей скоростью вращения. При выравнивании скоростей вращения колес, АБС восстанавливает тормозное усилие. Этот процесс повторяется несколько раз в секунду. Благодаря этому система сохраняет все колеса в режиме качения, за счет чего происходит уменьшение тормозного пути, так как коэффициент трения покоя (возникающего в зоне контакта колеса с

дорогой, при его качении) существенно превосходит коэффициент трения скольжения (возникающего при заблокированном колесе).

В результате АБС обеспечивает улучшение характеристик торможения автомобиля, при сохранении устойчивости его движения.

В работе [47] рассмотрены эффективные алгоритмы управления антиблокировочной системой автомобиля, с целью улучшения показателей устойчивости при торможении автомобилей, оборудованных такими системами.

Установка на автомобиль системы АБС, предоставляет также возможности для установки системы помощи при экстренном торможении (СПЭТ).

Принцип действия этой системы безопасности заключается в выявлении экстренного торможения автомобиля (за счет контроля определенных параметров, таких как скорость, скорость и глубина нажатия педали тормоза, расстояние до впереди идущего автомобиля и др.) и сохранения максимального давления в тормозной системе вплоть до полной остановки автомобиля.

Разработка системы СПЭТ была обусловлена прекращением торможения некоторыми водителями в экстренных ситуациях до момента полной остановки автомобиля, что увеличивало тормозной путь и приводило к аварийным последствиям.

Система СПЭТ рекомендуется к установке на автомобили, оборудованной системой АБС. Это объясняется высокой вероятностью блокировки колес при экстренном торможении.

Так же на современных автомобилях, в дополнение к системе АБС, устанавливают электронную систему распределения тормозных усилий между колесами передней и задней оси автомобиля (Electronic Brake Distribution (EBD)). Эта система предотвращает перетормаживание задних колес, до момента начала вступления в работу системы АБС.

Система EBD рационально перераспределяет тормозные усилия между колесами автомобиля, что приводит к более эффективному торможению, по сравнению колебательной работой системы АБС [98].

Одним из эффективных способов обеспечения устойчивости автомобиля является применение системы электронного контроля устойчивости (Electronic Stability Program (ESP)) [76].

Система ESP обеспечивает устойчивость автомобиля путем управления бортовым компьютером моментом силы одного или нескольких колес.

Так, в случае сноса передней оси в кривой (предельный случай недостаточной поворачиваемости) система ESP притормаживает заднее внутреннее (по отношении к центру кривой) колесо, придавая, таким образом, автомобилю склонность к избыточной поворачиваемости, и направляя его в поворот.

В случае заноса задних колес в кривой (предельный случай избыточной поворачиваемости) система ESP притормаживает переднее внешнее колесо, в результате чего возникает момент вращения, действующий в противоположную сторону направления сноса задней оси, и автомобиль выходит из заноса.

Распределение тягового усилия между колесами. Количество ведущих осей автомобиля и способность изменять значение крутящего момента между колесами автомобиля оказывает существенное влияние на его устойчивость. Все более актуальным и целесообразным становится применение различных систем полного привода. Возможность распределения крутящего момента между всеми колесами автомобиля улучшает его динамические качества и способствует реализации алгоритмов управления устойчивостью [30].

Одним из эффективных способов повышения устойчивости скоростного транспортного средства, путем управления крутящим моментом ведущий оси, является использование противобуксовочной системы (ПБС), предназначенной для предотвращения потери сцепления ведущих колес автомобиля с дорожным полотном [56].

ПБС работает по тому же принципу, что и АБС, только наоборот. На ведущих колесах устанавливаются датчики, измеряющие их скорость вращения. В основном ПБС оборудуются автомобили, оснащенные АБС, поэтому функцию этих датчиков выполняют датчики измерения скорости колес системы АБС.

Информация с этих датчиков поступает в блок управления, который регулирует крутящий момент на ведущих колесах. Так, если скорость одного ведущего колеса начала резко возрастать, управляющий блок снижает величину крутящего момента, путем изменения параметров работы двигателя, а также дополнительно притормаживает буксующее колесо для выравнивания скоростей вращения всех ведущих колес.

Таким образом, ПБС обеспечивает устойчивость автомобиля при разгоне на скользких дорогах, а также при использовании изношенных шин на ведущих колесах.

Немецкой фирмой «БМВ» разработана система полного привода xDrive, позволяющая перераспределять крутящий момент между осями полно приводного автомобиля в зависимости от условий движения для сохранения высоких показателей устойчивости. Эта система в зависимости от текущей управляемости автомобиля (недостаточной или избыточной) перераспределяет крутящий момент в сторону задней или передней оси.

Распределение крутящего момента между осями в системе xDrive осуществляется раздаточной коробкой, представляющую собой зубчатую передачу привода передней оси, управляемую фрикционной муфтой. Для передачи крутящего момента на переднюю ось фрикционная муфта замыкается с усилием, соответствующим требуемому крутящему моменту на передней оси, и, наоборот, для смещения 100 % крутящего момента на заднюю ось – муфта полностью размыкается.

Система quattro, разработанная немецкой фирмой «Ауди», перераспределяет крутящий момент между осями полно приводного автомобиля с помощью межосевого дифференциала. Управление межосевым дифференциалом осуществляется электронной системой управления, осуществляющей перераспределение крутящего момента без задержки по времени, еще до потери колесом сцепления и вступления в работу системы ESP.

В работах [27, 30] рассмотрены алгоритмы перераспределения крутящих моментов между ведущими осями и колесами автомобиля 4х4 с целью

повышения его устойчивости. Установлено, что наиболее эффективным алгоритмом стабилизации является алгоритм, основанный на одновременном снижении потребляемой мощности двигателя и создании стабилизирующего момента за счет перераспределения крутящих моментов различных колес.

В работе [29], установлена эффективность сочетания этого алгоритма стабилизации с подруливанием управляемых колес на опорных основаниях с высокими сцепными качествами, такими как асфальт и грунт.

Углы поворота и установки колес (схождение и развал). Углы поворота и установки колес оказывают влияние на значения сил, передающихся на подвеску автомобиля при прохождении кривых, что в свою очередь влияет на устойчивость и управляемость. В последнее время конструкторы ведущих мировых производителей автомобилей приспосабливают кинематику подвески проектируемой ими техники для достижения оптимальных углов схождения и развала во время ее эксплуатации. В настоящее время ведутся работы над созданием систем управления, непрерывно регулирующих углы схождения и развала во время движения.

Для повышения устойчивости и улучшения управляемости скоростного транспортного средства в кривых угол поворота наружного колеса увеличивают относительно значения предложенного Аккерманом. Это позволяет уменьшить радиус поворота и увеличить устойчивость на больших скоростях. При этом негативное увеличение угла схождения колес управляемой оси в этом случае компенсируется кинематическими характеристиками подвески [73].

Угол наклона колеса между вертикалью и плоскостью его вращения (развал) в зависимости от типа установленной на автомобиле подвески может быть как отрицательным (колеса наклонены к продольной оси симметрии автомобиля), так и положительным (колеса наклонены наружу). Колеса, установленные с небольшим углом развала, эффективнее гасят вибрации, передающиеся со стороны дороги на руль автомобиля, увеличивая, таким образом, его курсовую устойчивость.

На гоночных автомобилях колеса устанавливаются с большим значением отрицательного развала до 3 – 5°. Это делается из соображений, что в кривых, при крене автомобиля и перемещении значительной части его веса на внешние колеса, значение отрицательного развала внешних колес сохраняется в пределах 1 – 2°. Небольшой отрицательный развал в свою очередь, позволяет катиться внешним колесам по дуге, направленной в сторону поворота автомобиля, и таким образом, повышает его поворачиваемость.

Угол между продольной осью симметрии автомобиля и плоскостью вращения колеса называется схождением, роль которого заключается в компенсации увода шин, вызванного положительным развалом колес.

Динамическое изменение схождения колес передней управляемой оси в практике не имеет большого значения, так как может быть компенсировано управляющими воздействиями водителя.

При этом угол схождения колес задней неуправляемой оси оказывает существенное воздействие на устойчивость автомобиля при прохождении кривых. Так небольшое положительное схождение колес задней оси повышает устойчивость автомобиля, в то время как отрицательный угол схождения вызывает избыточную поворачиваемость и может привести к заносу.

Одним из эффективных способов повышения устойчивости автомобиля является активное управление углами схождения его колес.

В работе [72] разработана система автоматического регулирования угла схождения колес (САРС), принцип работы которой, основан на измерении боковых сил колес. В работе [73] описаны алгоритмы активного управления системой САРС для движения по прямой и в кривых.

В работе [56] разработана система управления задними колесами (СУЗК). Авторами работы предложено активное управление схождением колес автомобиля для достижения оптимальных показателей устойчивости при различных условиях эксплуатации. При этом рассмотрено взаимодействие этой системы с уже существующими системами безопасности автомобиля: антиблокировочной системой (АБС) и противобуксовочной системой (ПБС).

Немецкая фирма «ЗФ» разработала СУЗК с электрическим управлением задними колесами. В бортовой компьютер автомобиля закладываются специальный алгоритм, управляющий задними колесами в зависимости от текущих параметров движения.

Так, например, на небольших скоростях задние колеса поворачивают в противоположную сторону относительно передних. По заявлению фирмы-изготовителя, таким образом, достигается уменьшение радиуса поворота на 10 %. При скорости движения больше 60 км/ч компьютер поворачивает задние колеса в ту же сторону что и передние, повышая при этом устойчивость автомобиля в кривой.

Также эта система адаптирована для эффективной работы совместно с системами АБС и ESP.

Еще одним углом установки колеса, влияющим на устойчивость автомобиля, является кастор – угол между вертикалью и проекцией оси поворота управляемого колеса на продольную плоскость симметрии автомобиля.

Небольшое положительное значение угла кастора (ось поворота наклонена назад) обеспечивает самовыравнивание управляемых колес автомобиля за счет его скорости при выходе из кривой, повышая, таким образом, его устойчивость и склонность к прямолинейному движению.

Аэродинамика. Для скоростных транспортных средств аэродинамическая конфигурация кузова оказывает существенное влияние на их устойчивость при движении в кривых [119].

В работах [4, 9, 37, 119] рассмотрено влияние аэродинамических характеристик автомобиля на его устойчивость. Так в работе [37] отмечено, что при скоростях транспортного средства не превышающих 150 км/ч, аэродинамические силы не оказывают существенного воздействия на его устойчивость. Так же приводятся рекомендации по использованию аэродинамических обводов кузова, способных сгенерировать прижимную силу, увеличивающую силу трения колес с дорогой и тем самым улучшающую устойчивость транспортного средства.

Одним из наиболее эффективных технических решений по увеличению устойчивости автомобиля при прохождении кривых на больших скоростях является использование эффекта прижимной силы.

Этот эффект был впервые внедрен в автоспорт в конце 60-х годов XX века. Инженерам удалость найти универсальное средство, позволяющее сильнее прижать автомобиль к дороге и тем самым увеличить силу трения между колесами и асфальтом. Это техническое решение заключается в применении всевозможных аэродинамических поверхностей, работающих по принципу перевернутого крыла [119].

В связи с этим вместо подъемной силы, удалось создать дополнительную прижимную силу, обеспечивающую увеличение веса автомобиля, и как следствие – силы трения с дорогой.

Согласно третьему закону Ньютона и закону Бернулли, при обтекании горизонтально направленным потоком воздуха перевернутого авиационного профиля, расположенного под некоторым углом атаки к направлению потока, возникает сила, стремящаяся переместить этот профиль вниз. При этом возникает разница давлений: давление над перевернутым авиационным профилем выше, чем под ним [106, 119].

Прижимная сила позволила существенно увеличить скорости прохождения кривых. Современные гоночные шины позволяют гоночным автомобилям, необорудованным устройствами, генерирующими прижимную силу, тормозить и поворачивать с максимальными ускорениями не превышающими 1 – 1,1 g (приблизительно 10 – 11 м/с^2). В то время как современные болиды Формулы-1 могут тормозить и поворачивать при ускорениях близких к 4 – 5 g [121].

На рисунке 1.6 представлена круговая диаграмма эффективности работы гоночных шин, определяющая максимальные инерционные нагрузки автомобиля при ускорении, торможении и повороте, при которых автомобиль сохраняет сцепление с дорогой. Для сравнения приведены две диаграммы: одна для автомобиля, не оборудованного специальными аэродинамическими элементами,

другая – для такого же автомобиля, оборудованного антикрыльями, генерирующими прижимную силу [119].

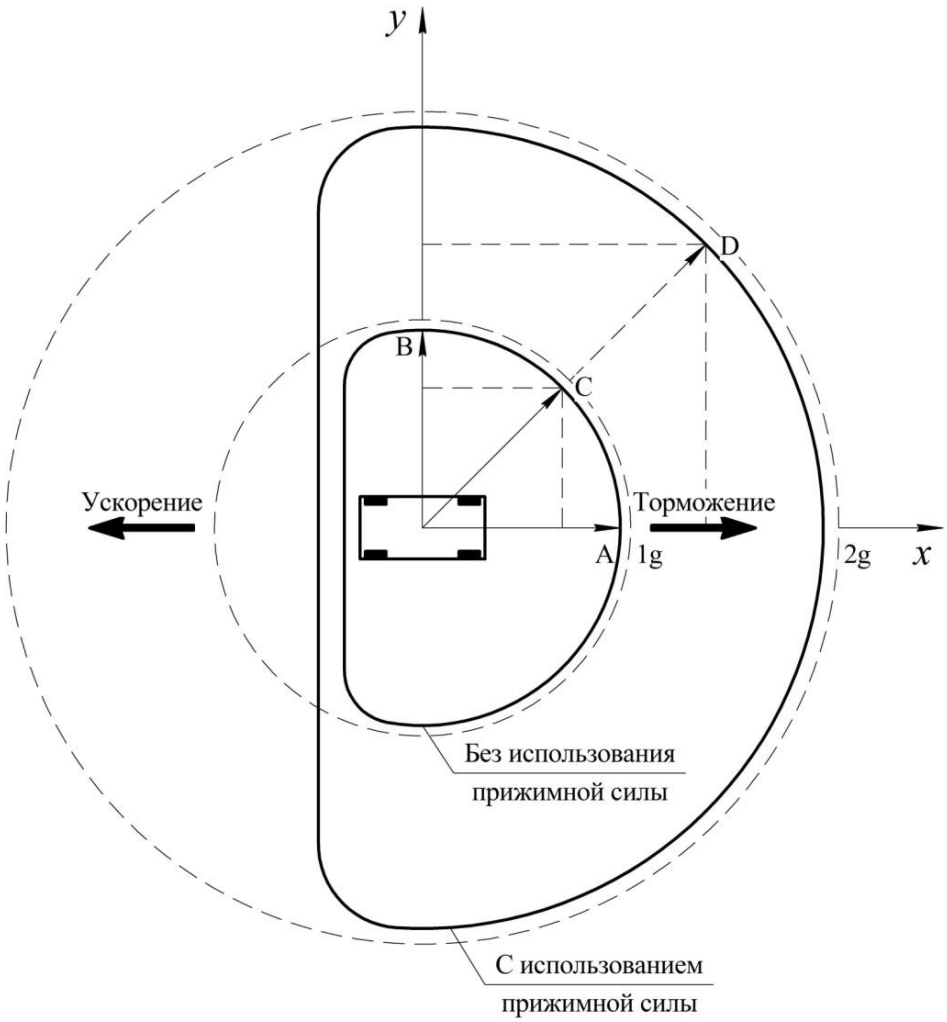


Рисунок 1.6 – Круговая диаграмма эффективности работы гоночных шин для автомобилей с использованием и без использования антикрыльев

Так из рисунка 1.6 видно, что применение прижимной силы позволяет отсрочить скольжение машины почти до того момента, пока инерционные нагрузки, действующие на автомобиль при торможении и повороте не удвоятся. Такая значительная разница между вариантами с использованием прижимной силы и ее отсутствием, позволяет увеличить скорость прохождения кривых.

Эффективность использования аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, побуждает ведущих производителей гоночных

автомобилей постоянно совершенствовать аэродинамику своих автомобилей. Весь корпус современного гоночного автомобиля выполнен с целью увеличения прижимной силы: переднее и заднее антикрыло, дефлекторы и стабилизаторы потока, днище специальной формы и т.д. [94, 119].

Недостатком использования аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, является существенное увеличение сопротивления движению, что не только снижает максимальную возможную скорость, но и увеличивает расход топлива.

Повышенный расход топлива предусматривает установку на автомобиле баков большого объема, что усложняет компоновку автомобиля. При этом езда в начале гонки, с большим количеством топлива в баке, необходимым для преодоления всей дистанции гонки так же снижает потенциальную максимальную скорость автомобиля, а заезд на пит-стоп для дозаправки является дополнительной потерей времени.

Тем не менее, возможность увеличения скорости при прохождении кривых за счет использования элементов, генерирующих прижимную силу, компенсирует все побочные эффекты, вызванные дополнительным сопротивлением движению.

Аэродинамика болидов является одной из приоритетных областей разработки гоночных автомобилей. Именно в этой области конструкторы ведущих гоночных команд стараются получить преимущество над своими конкурентами.

Согласно [109, 123], критическая скорость при прохождении кривой автомобилем, оборудованным аэродинамическими элементами, генерирующими прижимную силу, определяется как:

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{\mu m g}{\sqrt{\left(\frac{m}{R}\right)^2 + \frac{\rho^2 (S_{\text{к}} c_{\text{лс.к}} + S_{\text{ант}} c_{\text{лс.ант}})^2}{4}} - \frac{\rho S_{\text{ант}} c_{\text{пр.ант}}}{2}}}, \tag{1.7}$$

где μ – коэффициент трения скольжения колес с дорогой;

m – масса скоростного транспортного средства;

g – ускорение свободного падения;

R – радиус кривой;

ρ – плотность воздуха;

$S_{\text{к}}$ – характерная площадь корпуса транспортного средства;

$c_{\text{лс.к}}$ – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления корпуса транспортного средства;

$S_{\text{ант}}$ – характерная площадь антикрыльев транспортного средства;

$c_{\text{лс.ант}}$ – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления антикрыльев транспортного средства;

$c_{\text{пр.ант}}$ – аэродинамический коэффициент прижимной силы антикрыльев транспортного средства.

Из формулы (1.7) видно, что при увеличении значения членов, определяющих прижимную силу ($c_{\text{пр.ант}}$ и $S_{\text{ант}}$), значение критической скорости при прохождении кривых $v_{\text{кр}}$ увеличивается.

В работах [9, 106, 107, 109, 115, 116, 117, 119, 121, 123, 124, 127] рассматриваются методы повышения устойчивости скоростных транспортных средств за счет установки специальных аэродинамических поверхностей, создающих прижимную силу. Подробно рассмотрены испытания автомобилей с различными профилями антикрыльев. Так же приводятся результаты многочисленных экспериментов в аэродинамических трубах.

Эти исследования посвящены влиянию дополнительной аэродинамической прижимной силы на устойчивость автомобиля, однако все они проводились в стационарных условиях, без учета вибраций шасси.

В реальных условиях эксплуатации, когда автомобиль движется по трассе, из-за неровностей дорожного полотна, а также вибраций двигателя и трансмиссии, на некоторые аэродинамические элементы, генерирующие прижимную силу, передаются возмущающие колебания, которые могут повлиять на эффективность работы этих узлов. При этом турбулентные потоки воздуха и порывистый ветер также могут вызывать вибрации аэродинамических элементов.

Все это создает разницу между лабораторными и «реальными» условиями эксплуатации, и может влиять на заявленный производителем гоночного автомобиля, уровень прижимной силы на определенной скорости. При этом метод с учетом вибраций в виде понижающего коэффициента не приемлем в этой области машиностроения, так как на разработку и модернизацию отдельных аэродинамических элементов тратятся большие материальные ресурсы.

Поэтому, можно сделать вывод, что на сегодняшний день, изучение влияния вибраций аэродинамических элементов, на уровень генерируемой ими прижимной силы, является актуальным.

Проведение подобного исследования позволит так же определить степень влияния вибраций аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, на устойчивость скоростного транспортного средства при прохождении кривых малого радиуса.

Стиль и мастерство вождения. Профессионализм водителя или гонщика также влияет на устойчивость скоростного транспортного средства в кривых. При этом, чем больше на автомобиле установлено устройств и систем активной безопасности, тем меньше это влияние.

Однако на автомобилях, необорудованных системами активного управления устойчивостью, стиль вождения и мастерство водителя оказывают существенное влияние на устойчивость автомобиля при прохождении кривых.

Так, например, в автоспорте использование активных систем контроля показателей устойчивости, запрещено правилами соревнований. Такие правила требуют от гонщиков высокого мастерства и знания, как проходить кривые по оптимальным траекториям. Поэтому автогонщики профессионалы хорошо разбираются в устройстве эксплуатируемых ими автомобилей, и проходят кривые на скоростях, определяющих пределы устойчивости [121].

При этом на устойчивость автомобиля в кривой так же влияет комфорт езды водителя. Так, если сидение водителя не подрессорено, водитель будет испытывать вибрации, передающиеся с кузова автомобиля. Эти вибрации могут

оказывать влияние на адекватность и своевременность управляющих воздействий со стороны водителя [86].

Внешние факторы (погода, состояние дорожного полотна, конфигурация трассы). Показатели устойчивости скоростных транспортных средств при их эксплуатации в различных погодных условиях могут существенно отличаться [85].

Так во время дождя или снегопада коэффициент трения между колесом и дорожным покрытием существенно снижается. На гоночных автомобилях при эксплуатации в дождливую погоду необходимо использовать специальные шины, обеспечивающие эффективный отвод воды из пятна контакта, так как при использовании сликов возникает аквапланирование, приводящие к полной потере устойчивости.

Ведущие производители спортивных шин постоянно совершенствуют характеристики, выпускаемой ими продукции с целью обеспечения высоких показателей устойчивости при любых погодных условиях. Особое внимание уделяется химическому составу шин, их жесткости в радиальном и поперечном направлениях, а также рисунку протектора [121].

Характеристики профиля дорожного полотна, при езде на больших скоростях, также оказывают влияние на устойчивость скоростного транспортного средства, так как определяют вибрации, передающиеся на элементы его подвески.

Эксплуатация гоночных автомобилей подразумевает настройку параметров подвески исходя из характеристик профиля и качества дорожного полотна конкретного автодрома [121, 124].

При этом конфигурация автодрома, наличие медленных и скоростных кривых, так же требует настройки параметров шасси для обеспечения высоких показателей устойчивости в конкретных условиях эксплуатации [115].

Ниже приведены некоторые действия по оптимизации параметров шасси гоночного автомобиля, влияющие на его устойчивость при прохождении кривых:

- изменение угла атаки переднего и заднего антикрыла;
- изменение давления в передних и задних шинах;

- изменение жесткости пружин передней и задней подвески;
- изменение характеристик сжатия и отбоя амортизаторов;
- изменение жесткости стабилизаторов поперечной устойчивости передней и задней подвески;
- изменение дорожного просвета автомобиля в районе передней и задней подвески;
- регулировка развала передних и задних колес;
- регулировка схождения передних и задних колес.

Способ повышения устойчивости гоночного автомобиля в кривых, основанный на оптимизации параметров его шасси, является эффективным и необходимым действием, но так же обладает недостатками.

Поскольку в ходе гонки запас топлива постоянно уменьшается, то автомобиль становится легче, что отражается на характеристиках его управляемости. Аналогичная ситуация происходит и с шинами, изнашивающимися с каждым пройденным километром.

Таким образом, если гонка проходит без дозаправок и смены шин, то управление автомобилем в ее начале и конце существенно различается. Так если автомобиль во время тестовых заездов с неполными баками и небольшим износом шин был первоначально настроен на нейтральную поворачиваемость, то в начальной стадии гонки автомобиль с полными баками и на новых шинах будет иметь тенденцию к недостаточной поворачиваемости. В заключительной части гонки, произойдет обратная ситуация – автомобиль с пустыми баками и изношенными шинами будет иметь тенденцию к избыточной поворачиваемости.

Поэтому оптимизация параметров шасси гоночного автомобиля всегда предусматривает компромисс между начальной и заключительной фазами гонки [115, 124].

Влияние внешних факторов на устойчивость автомобиля в процессе его эксплуатации рассматривается при разработке всех устройств и систем повышения устойчивости. Однако в некоторых случаях целесообразно выполнять

оптимизацию параметров шасси в соответствии с условиями эксплуатации, для достижения максимально возможных показателей устойчивости.

Проведенный анализ факторов, влияющих на устойчивость скоростного транспортного средства при прохождении кривых, позволяет выявить основные направления научных работ, посвященных данной тематике. Следует отметить, что помимо рассмотренных, существует еще множество факторов, влияние которых на устойчивость незначительно, а результат их действия компенсируется уже существующими решениями обеспечения устойчивости и улучшения управляемости. К таким факторам можно отнести, например, силу Кориолиса.

Согласно [87], силу Кориолиса для автомобиля, движущегося с севера на юг, или с юга на север, можно вычислить, используя следующее выражение:

$$F_{\text{Кор}} = 2m \cdot v \cdot \omega \cdot \sin\theta, \tag{1.8}$$

где m – масса скоростного транспортного средства;

v – скорость движения автомобиля;

ω – угловая скорость вращения Земли (ω = 7,27·10^{-5} рад/с);

θ – широта расположения автодрома, по которому движется автомобиль.

Так, при движении гоночного автомобиля Даллара Т12, массой m = 710 кг, со скоростью v = 200 км/ч, по автодрому Москоу Рэйсвэй (Московская область, θ = 56º) в направлении с юга на север, сила Кориолиса, действующая на автомобиль, составит $F_{\text{Кор}}$ = 4,75 Н.

Такое значение силы Кориолиса, действующей на движущийся автомобиль, пренебрежимо мало по сравнению с инерционными силами при прохождении скоростных кривых [121]. Так при движении гоночного автомобиля Даллара Т12 в кривой, радиусом 100 м, со скоростью 200 км/ч, инерционная сила, действующая на автомобиль, составляет 21917 Н, что в несколько тысяч раз превышает силу Кориолиса.

Анализируя основные направления работ по увеличению устойчивости, можно сделать вывод, что наибольшее внимание уделяется предпроектному

выбору упругодемпфирующих параметров шасси, улучшению эффективности торможения, перераспределению крутящего момента между колесами и осуществлению активного подруливания. При этом некоторые факторы, такие как, например, вибрации аэродинамических элементов, остаются слабоизученными.

1.4 Цель и задачи исследования

В предыдущем пункте были рассмотрены основные направления работ по увеличению устойчивости и улучшению управляемости скоростных транспортных средств при прохождении кривых. Установлено, что влияние вибраций аэродинамических элементов на устойчивость скоростного транспортного средства в кривой слабо изучено.

При этом широко распространена практика оборудования скоростных транспортных средств аэродинамическими элементами, генерирующими прижимную силу, и увеличивающими таким образом устойчивость при прохождении кривых малого радиуса [107, 119].

Поэтому, исследование влияния вибраций аэродинамических элементов скоростных безрельсовых транспортных средств на уровень генерируемой ими прижимной силы является актуальным.

Наибольший интерес вызывают взаимодействия воздушного потока с колебаниями конструкции антикрыла гоночного автомобиля, возникающими в процессе его эксплуатации.

Описание таких взаимодействий – сложная задача, так как с одной стороны она предусматривает использование вычислительной гидродинамики (CFD-моделирования, от англ. computational fluid dynamics), а с другой – использование механики деформируемого твердого тела (метод конечных элементов) [94].

Исследование и выработка рекомендаций по разрешению этих проблем, позволит увеличить эффективность работы аэродинамических элементов гоночных автомобилей, и, как следствие, повысить устойчивость автомобилей при прохождении кривых малого радиуса.

Особое внимание следует уделить вопросам вибраций антикрыльев гоночного автомобиля, поскольку именно эти элементы генерируют значительную часть всей прижимной силы автомобиля, являясь при этом конструктивными элементами, склонными к вибрациям [119, 121].

На рисунке 1.7 показано распределение суммарного значения прижимной силы в процентном соотношении между генерирующими ее аэродинамическими элементами современного гоночного автомобиля.

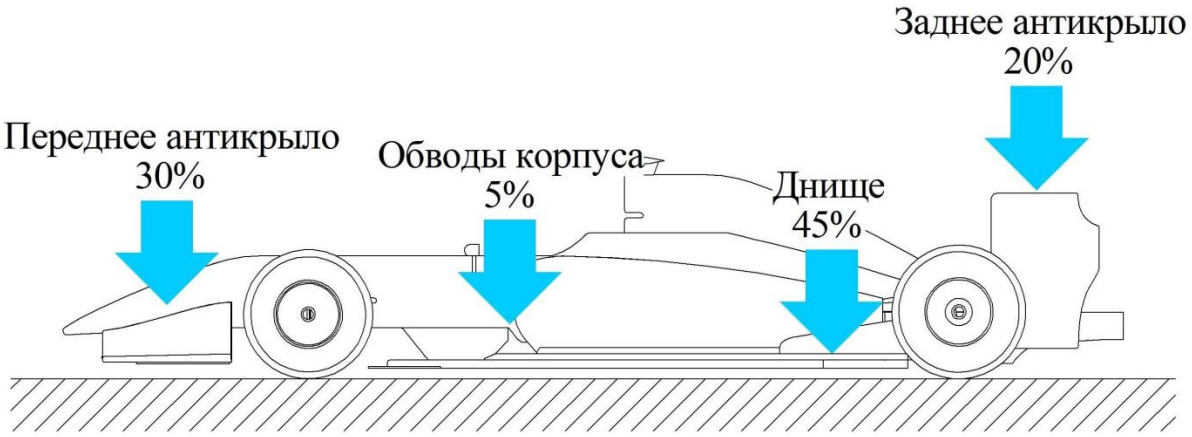


Рисунок 1.7 – Процентное распределение прижимной силы между генерирующими ее аэродинамическими элементами современного гоночного автомобиля

Задние антикрылья гоночных автомобилей в основном имеют жесткую конструкцию, выполненную в виде одной или нескольких горизонтальных плоскостей антикрыла, закрепленных по концам торцевыми пластинами. Иногда в середине пролета антикрыла используется дополнительная опора, увеличивающая жесткость конструкции.

Такое техническое исполнение конструкции заднего антикрыла делает его устойчивым к влиянию вибраций, возникающих под действием воздушной среды и в результате работы подвески автомобиля. В основном вибрации заднего антикрыла характеризуются высокой частотой и малыми амплитудами колебаний, вызванными работой двигателя и трансмиссии автомобиля.

Передние антикрылья, как правило, представляют собой основную горизонтальную плоскость антикрыла с установленными по ее концам закрылками и другими надстроечными элементами. Основная горизонтальная плоскость антикрыла крепится в середине своего пролета к носовому обтекателю автомобиля. При этом создается эффект двух консольных балок, с сосредоточенными массами по концам.

Такое конструктивное исполнение передних крыльев позволяет им колебаться с различными формами и большими амплитудами.

При этом передние антикрылья генерируют до 30 % прижимной силы всего автомобиля и отклоняют воздушные потоки для дальнейшего их использования на элементах корпуса автомобиля, расположенных за передним антикрылом [119].

Таким образом, вибрации передних антикрыльев могут приводить к снижению прижимной силы и дезориентации потока, что свою очередь приводит к понижению устойчивости гоночного автомобиля при прохождении кривых.

Поэтому наибольшей актуальностью обладают исследования вибраций именно передних антикрыльев гоночных автомобилей.

В качестве технического решения, компенсирующего негативное влияние вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы, целесообразно использовать систему автоматического управления аэродинамическими элементами автомобиля. Такая система позволит сохранять высокие показатели устойчивости при изменении параметров движения.

Исходя из этих соображений, можно сформулировать цель работы и ее задачи.

Цель работы заключается в повышении курсовой устойчивости и улучшении управляемости скоростных безрельсовых транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса, за счет активного управления их аэродинамическими элементами.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

- анализ исследованности факторов, влияющих на устойчивость и управляемость скоростных транспортных средств;
- анализ влияния прижимной аэродинамической силы на устойчивость скоростного транспортного средства в кривой малого радиуса;
- экспериментальные исследования вибраций аэродинамических элементов скоростных транспортных средств;
- разработка математической модели движения скоростного транспортного средства, учитывающей вибрации аэродинамических элементов, и проверка ее адекватности путем сравнения результатов моделирования с экспериментальными данными;
- исследование резонансных явлений в конструкции аэродинамических элементов скоростных транспортных средств;
- анализ влияния вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы;
- разработка способа и системы обеспечения устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств, оборудованных аэродинамическими элементами, генерирующими прижимную силу.

Объектом исследования является гоночный автомобиль Даллара T12, представленный на рисунке 1.8. Автомобили этого типа используются в гонках чемпионата Формула 3.5 V8.

В этом чемпионате все гонщики соревнуются на одинаковых по конструкции автомобилях. Разница заключается только в настройках параметров шасси и трансмиссии автомобилей, принадлежащих разным командам.

Гоночный автомобиль Даллара T12 по сравнению с другими автомобилями формульных классов способен генерировать высокие значения суммарной прижимной силы. По этому показателю его можно сравнивать с современными болидами Формулы-1 [113].

В связи с этим, вибрации аэродинамических элементов гоночного автомобиля Даллара T12 могут оказывать существенное влияние на значение его

суммарной прижимной силы. Поэтому проведение исследования взаимодействия потока воздуха и колеблющегося антикрыла особо актуально для этого автомобиля.

Рисунок 1.8 – Гоночный автомобиль Даллара T12 команды «Лотус» (Чехия)

Основные технические характеристики гоночного автомобиля Даллара T12 приведены в таблице 1.1 [113].

Таблица 1.1 – Основные характеристики гоночного автомобиля Даллара T12

Шасси	Карбоновый монокок
Двигатель	«Гибсон» V8 (Англия), 530 л.с., 9000 об/мин
Трансмиссия	Задний привод, 6-ти ступенчатая полуавтоматическая КПП «Рикардо» (Англия), пневматическое управление сцеплением и переключением передач
Передняя подвеска	Толкающие рычаги, один амортизатор с пружиной
Задняя подвеска	Толкающие рычаги, два амортизатора с пружинами
Максимальная конструктивная скорость	289 км/ч (с учетом ограничения максимальных оборотов двигателя)

Колесная база	3125 мм
Колея: • передних колес • задних колес	 1630 мм 1529 мм
Габаритные размеры: • длина • ширина • высота	 5070 мм 1930 мм 1048 мм
Минимальная разрешенная масса автомобиля (включая гонщика)	711 кг

В ходе выполнения диссертационной работы осуществлялось тесное сотрудничество с гоночной командой «Лотус» (Чехия), эксплуатирующей гоночные автомобили Даллара T12 и принимающей участие в соревнованиях чемпионата Формула 3.5 V8.

Инженеры этой команды были заинтересованы в проведении исследования влияния вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы, и по ходу выполнения работы предоставляли материально-техническую базу для проведения испытаний, а также оказывали консультационную поддержку.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ СКОРОСТНЫХ БЕЗРЕЛЬСОВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

2.1Экспериментальные исследования вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

2.1.1 Подготовка к экспериментальным исследованиям вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Для определения форм, частот и амплитуд вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12, автором научной работы, совместно с ведущими инженерами гоночной команды «Лотус» (Чехия), было предложено провести экспериментальные исследования.

Сборка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 (рисунок 2.1), состоит из карбоновых деталей, скрепленных между собой стальными болтами [112].

Основная плоскость антикрыла скреплена по концам с торцевыми пластинами, которые служат для стабилизации потока по краям антикрыла и ликвидации торцевых вихрей. В задней части торцевой пластины установлен концевик, улучшающий взаимодействие потоков воздуха сбегающих с антикрыла с вихревыми потоками, образующимися вокруг вращающегося колеса автомобиля, расположенного сразу за переднем антикрылом.

Посередине каждой консольной части основной плоскости антикрыла установлены кронштейны закрылка. Между этими кронштейнами и торцевыми пластинами установлены закрылки антикрыла, закрепленные с помощью болтов.

В торцевых пластинах и кронштейнах закрылков имеется 32 отверстия для изменения угла атаки закрылка. Так, перемещая регулировочный болт крепления закрылка между этими отверстиями, можно регулировать уровень прижимной силы переднего антикрыла за счет изменения угла атаки закрылка [104]. При этом минимальный угол атаки в 0°, обеспечивает наименьший уровень прижимной силы и наименьшее аэродинамическое сопротивление воздуха движению. Максимальный же угол атаки в 32°, соответствует максимальному уровню

прижимной силы, но также приводит к максимальному значению сопротивления воздуха движению. Таким образом, регулируя угол атаки антикрыла с шагом в 1°, можно добиться наилучшего баланса в соотношении прижимная сила – сопротивление движению, в зависимости от того или иного автодрома.

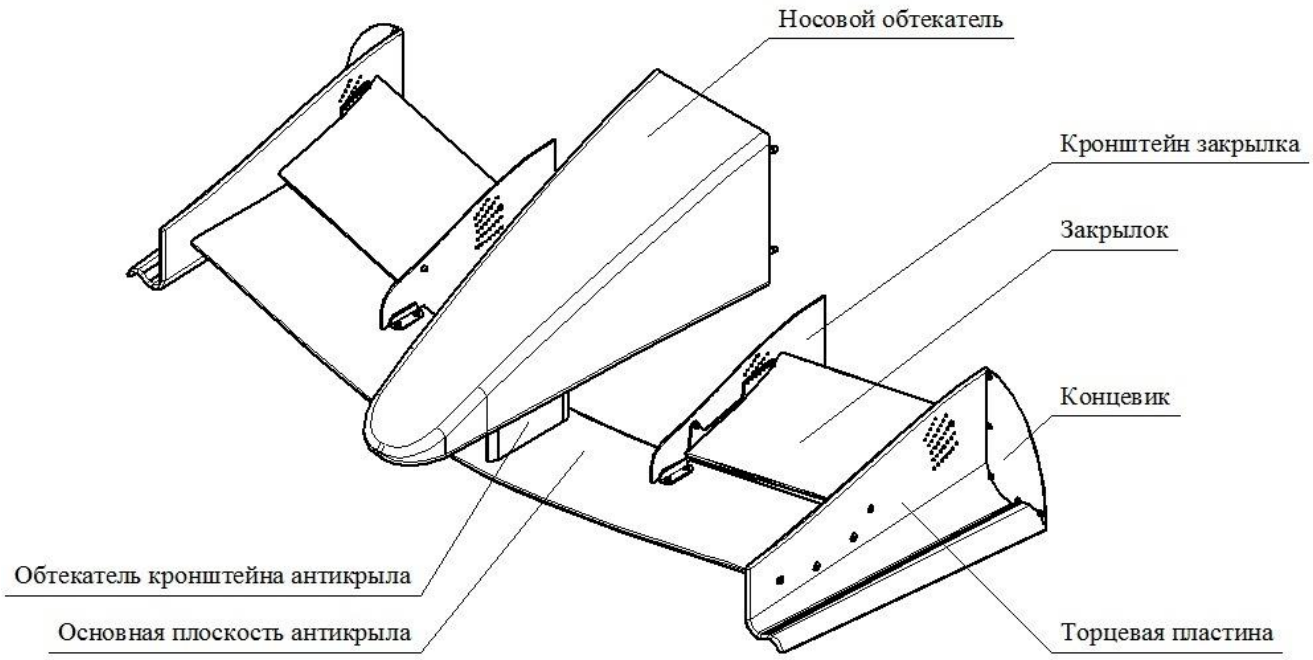


Рисунок 2.1 – Сборка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Собранное антикрыло при помощи специальных кронштейнов, выполненных из сплава на основе алюминия крепится к носовому обтекателю автомобиля. Для улучшения аэродинамического обтекания эти кронштейны закрываются специальными карбоновыми обтекателями. Носовой обтекатель в сборе с антикрылом крепится к шасси автомобиля при помощи четырех быстро разъемных захватов, обеспечивающих надежное и жесткое крепление с возможностью быстрого демонтажа [126].

Основные размеры сборки переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 приведены на рисунке 2.2.

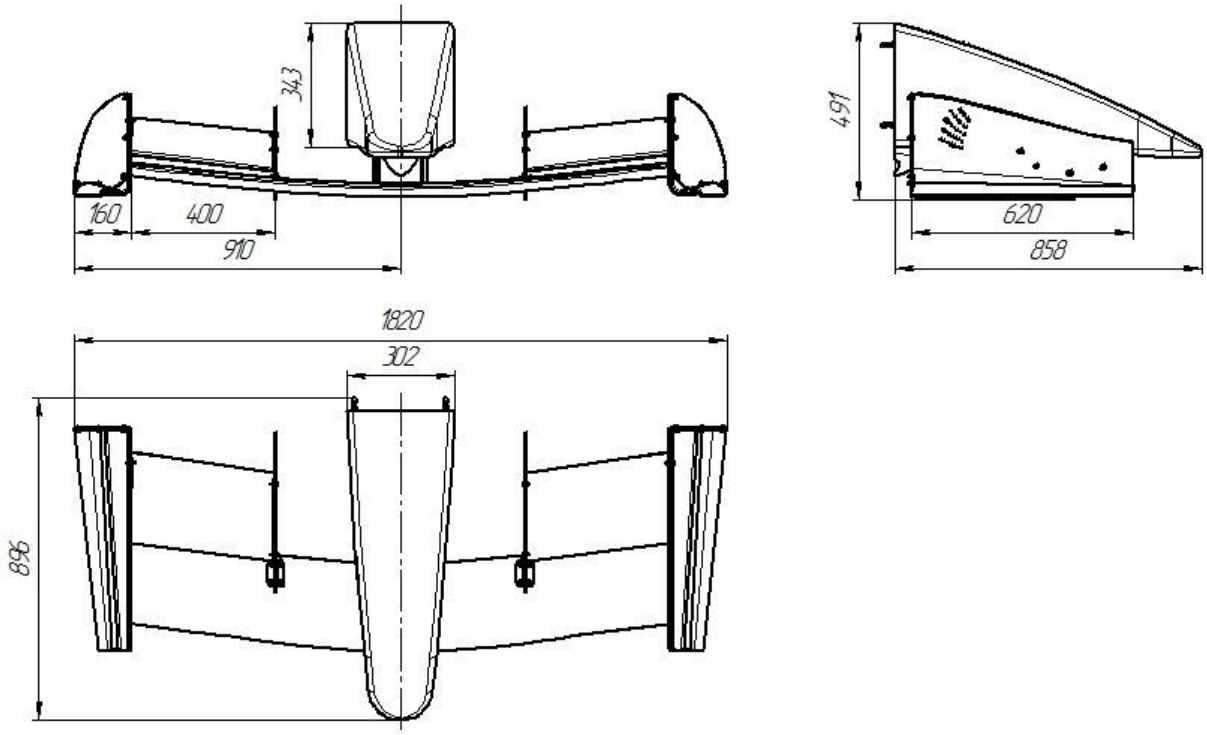


Рисунок 2.2 – Размеры переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Конструкция переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 в силу своих конструктивных особенностей наиболее склонна к вибрациям двух типов: изгибным колебаниям основной плоскости антикрыла и крутильным колебаниям узла торцевая пластина – закрылок – кронштейн закрылка – основная плоскость антикрыла [111].

Для измерения характеристик этих вибраций, было предложено установить два датчика: один для измерения вертикальных перемещений, второй для измерения угловых.

Для измерения вертикальных перемещений антикрыла был использован лазерный датчик измерения клиренса (дорожного просвета) автомобиля K-RHL2 фирмы «КА Сэнсорс» (Великобритания). Прототип этого датчика представлен на рисунке 2.3.

Датчик K-RHL2 работает по бесконтактному принципу, измеряя расстояние до дорожного полотна с помощью лазерного луча. Отраженный от поверхности дорожного полотна лазерный луч, воспринимается ПЗС-матрицей, при помощи которой и измеряется расстояние до поверхности.

Сигнал с датчика передается через 3-х жильный кабель (питание, сигнал, земля), который подсоединен к датчику при помощи разъема специального назначения ASL006-05PC-HE, выпускаемого компанией «Дойч» (США).

Рисунок 2.3 – Лазерный датчик для измерения клиренса типа K-RHL

Технические характеристики датчика K-RHL2 приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Технические характеристики датчика измерения клиренса K-RHL2

Диапазон измерений	200 мм (60 – 260)
Разрешение	0,1 мм
Линейность	< ± 0,2 %
Скорость измерений	750 Гц
Напряжение выходного сигнала	1 – 5 В
Питающее напряжение	11 – 30 В (50 мА)
Диапазон рабочих температур	от 0 до плюс 110 °С
Диапазон температур хранения	от минус 20 до плюс 125 °С
Материал корпуса	Алюминиевый сплав
Класс защиты	IP67
Тип лазера	1 мВт, 670 нм, класс 2 (DIN EN 60825-1 2007)
Вибро- и ударостойкость	15 g, 10 Гц – 1 кГц
Масса датчика	90 г

Для получения характеристик угловых перемещений антикрыла был использован датчик измерения угловой скорости (гироскоп) GYRP-1 axis фирмы «Тэксэнсэ» (Франция). Датчик представлен на рисунке 2.4.

Рисунок 2.4 – Датчик для измерения угловой скорости GYRP-1 axis

Технические характеристики датчика GYRP-1 axis приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Технические характеристики датчика измерения угловой скорости GYRP-1 axis

Диапазон измерений	± 50, ± 100, ± 150 °/с
Максимальная погрешность	2 %
Чувствительность	40, 20, 13,3 мВ/°/с
Скорость измерений	100 Гц
Напряжение выходного сигнала	0 – 5 В
Выходное сопротивление	47 Ом
Питающее напряжение	5 – 16 В (5 мА)
Диапазон рабочих температур	от минус 40 до плюс 105 °С
Диапазон температур хранения	от минус 40 до плюс 125 °С
Материал корпуса	Алюминиевый сплав
Класс защиты	IP66
Вибро- и ударостойкость	500 g, 20 Гц – 1 кГц
Масса датчика	15 г

Датчик выполнен в виде МЭМС-устройства (микроэлектромеханической системы) и измеряет скорость поворота корпуса датчика вокруг одной оси.

Внутри датчиков-гироскопов, выполненных на основе МЭМС-устройства, располагается вибрирующие кремниевое кольцо, которое позволяет обеспечивать высокую точность измерения в условиях сильной вибрации. При действии на это кольцо угловой скорости возникает сила Кориолиса, которая деформирует кольцо и вызывает тем самым его радиальные перемещения.

По периметру кольца равномерно установлены приводы-преобразователи. Часть из них возбуждает и контролирует первичную рабочую амплитуду вибрации датчика-гироскопа, а остальные преобразователи определяют величины радиальных перемещений, вызванных силой Кориолиса и пропорциональных угловой скорости вращения. Все преобразователи работают попарно. Датчики-гироскопы, работающие по такому принципу, помещаются в герметичный корпус, который позволяет сохранить внутри вакуум и предотвратить тем самым влияние изменяющихся физических параметров воздуха на точность выходного сигнала.

Сигнал с датчика передается через 3-х жильный кабель (питание, сигнал, земля) 3X26AWG FEP, который соединяется с центральной электросхемой автомобиля при помощи разъема специального назначения ASL606-05PN-HE, выпускаемого компанией «Дойч» (США).

Оба датчика были надежно закреплены на алюминиевом кронштейне, представленном на рисунке 2.5. Кронштейн был установлен между основной плоскостью антикрыла, закрылком и торцевой пластиной с правой стороны от носового обтекателя по ходу движения автомобиля. Такое техническое решение позволило жестко закрепить датчики на элементах антикрыла, при этом, не нарушив их целостность сверлением дополнительных установочных отверстий.

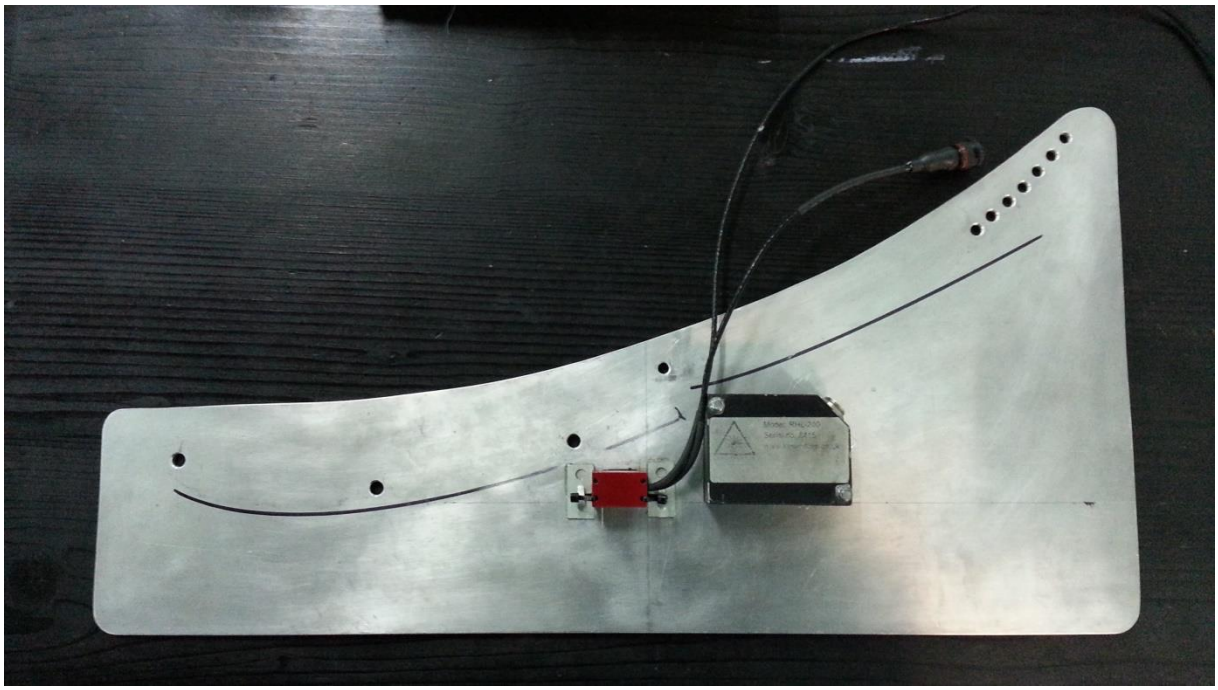


Рисунок 2.5 – Алюминиевый кронштейн с установленными на нем датчиками измерения вибраций антикрыла

Сигналы с датчиков передавались в бортовой компьютер автомобиля, расположенный в кокпите пилота. Кабели датчиков были проложены вдоль сбегающей кромки основной плоскости антикрыла, что обеспечивало наименьшую потерю прижимной силы.

Однако, из-за того что установка кронштейна с датчиками и укладка кабелей несколько нарушали аэродинамическую эффективность правой части антикрыла и несколько снижали прижимную силу, было решено увеличить угол атаки правого закрылка на одну позицию (плюс 1°). Таким образом, угол атаки левого закрылка равнялся 23°, а угол атаки правого составил 24°.

Такая конфигурация настроек переднего антикрыла позволила выровнять аэродинамический баланс автомобиля и упростить управление им.

Виды сверху и снизу переднего антикрыла автомобиля Даллара T12 с установленными датчиками приведены на рисунках 2.6 и 2.7.

Рисунок 2.6 – Сборка переднего антикрыла автомобиля Даллара Т12 с установленными датчиками для измерения вибраций (вид сверху)

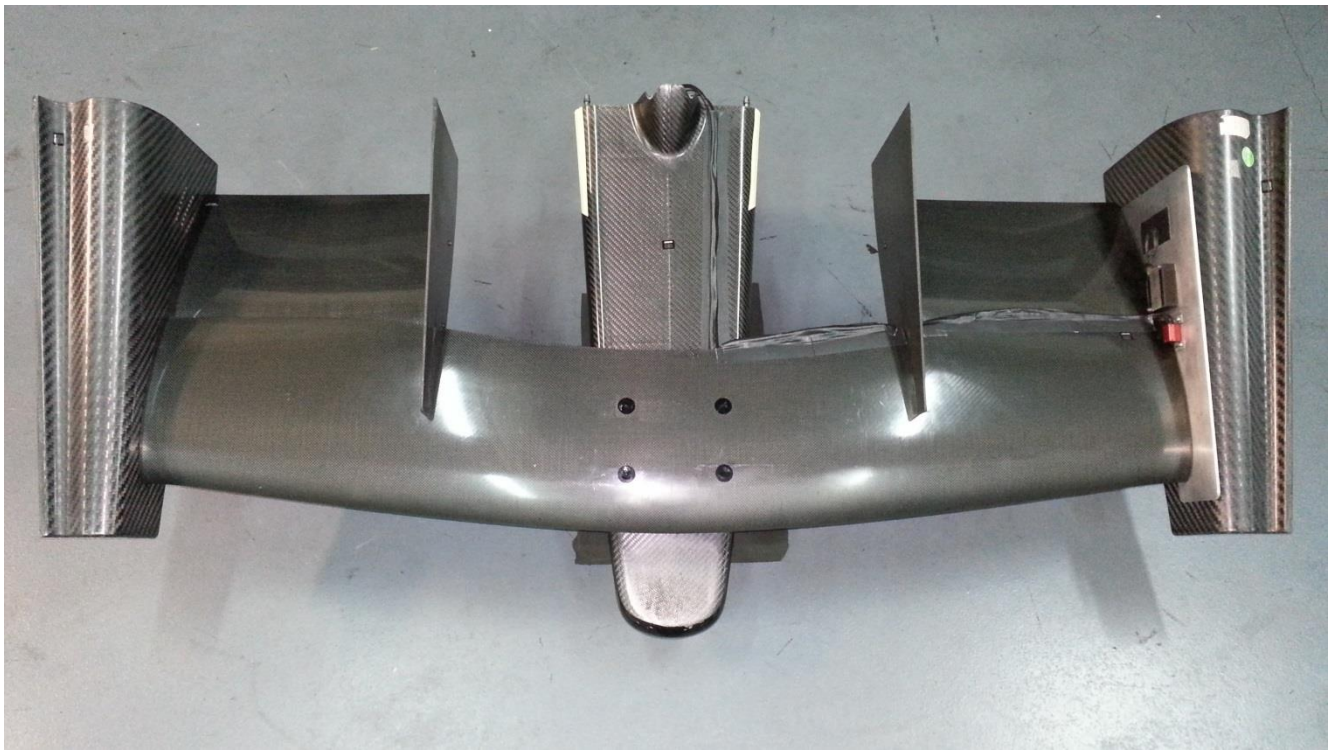


Рисунок 2.7 – Сборка переднего антикрыла автомобиля Даллара Т12 с установленными датчиками для измерения вибраций (вид снизу)

С помощью специального программного обеспечения для управления бортовым компьютером автомобиля PI Toolset (Cosworth Electronics Ltd), датчики измерения вибраций были откалиброваны в соответствии с рекомендациями фирм-производителей. Частота считывания сигнала была выставлена на отметке 100 Гц.

Так же во время проведения испытаний использовались стандартные датчики, установленные на автомобиле и измеряющие следующие параметры:

- скорость автомобиля;
- частоту вращения коленчатого вала двигателя;
- продольные и поперечные ускорения автомобиля (датчик установлен поблизости от центра тяжести автомобиля);
- угол поворота руля;
- изменение наклона дроссельной заслонки;
- давление в тормозной системе;
- переключение передач;
- активация и выключение активного закрылка заднего антикрыла (Drag Reduction System (DRS) – система, предназначенная для уменьшения сопротивления движению на прямых участках трассы за счет активного уменьшения угла атаки закрылка заднего антикрыла);
- ход штоков амортизаторов;
- крен на передней и задней осях автомобиля.

Анализ выше приведенных параметров позволяет определить перемещения и вибрации шасси автомобиля, которые необходимо учитывать при определении относительных вибраций переднего антикрыла.

2.1.2 Проведение экспериментальных исследований на специализированной гоночной трассе Моторлэнд Арагон

Экспериментальные исследования по определению характеристик вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 были проведены в

рамках программы официальных коллективных тестов Мировой серии Рено на трассе Моторлэнд Арагон (Испания) в период с 3 ноября 2014 по 5 ноября 2014.

Конфигурация трассы (рисунок 2.8), длиной 5345 м содержит 18 кривых различного радиуса (15 – 180 м). Максимальный перепад высот составляет 50 м.

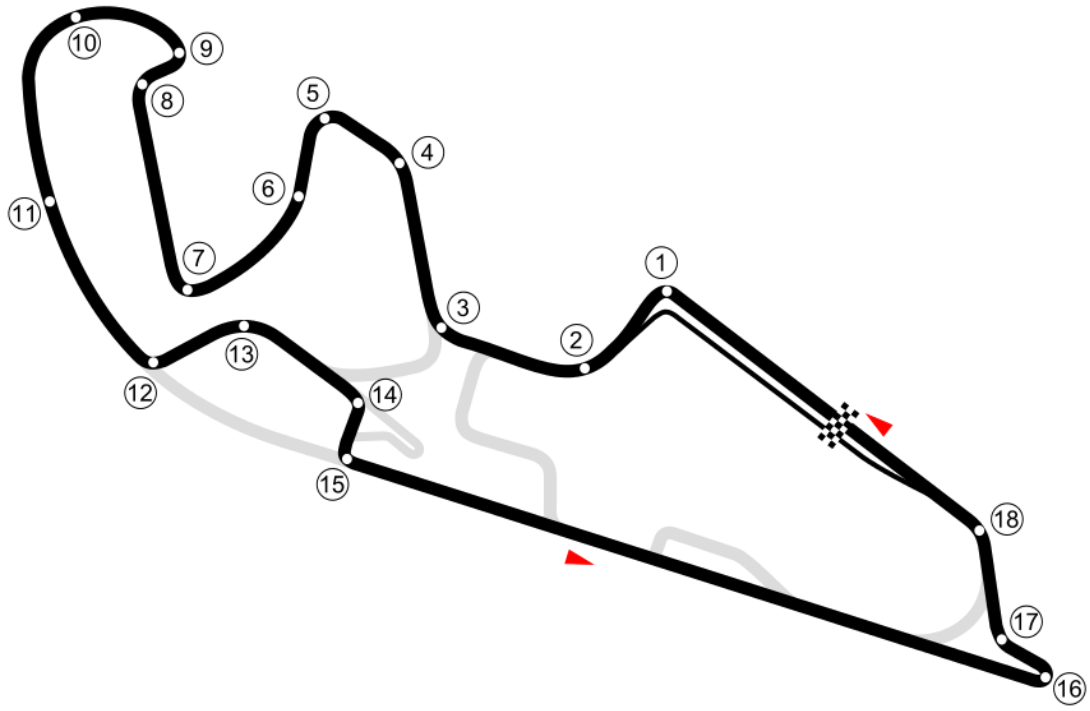


Рисунок 2.8 – Конфигурация трассы Моторлэнд Арагон (Испания)

Эксперимент был проведен 5 ноября 2014 года во время дневной сессии тестового дня.

За рулем автомобиля Даллара T12, принадлежащего команде «Лотус» (Чехия), находился французский гонщик Андреа Пиццитола. Гонщик проехал 8 кругов, что в сумме составило 42,239 км, и показал лучшее время круга 101,730 с.

Следует отметить, что это время являлось лучшим (наименьшим) для гонщика на тот момент времени. Он смог показать результат лучше, чем в утренней тестовой сессии, когда на переднем антикрыле его автомобиля не была установлена измерительная аппаратура. В связи с тем, что погодные условия между утренней и дневной сессией практически не изменялись, а машина, для чистоты проведения эксперимента имела одинаковый запас топлива и шины с

идентичной степенью износа, то можно сделать вывод, что установка кронштейна с датчиками и их кабелями не снизила существенно уровень прижимной силы, и гонщик по-прежнему мог использовать весь потенциал автомобиля для достижения высокого спортивного результата. Поэтому данные, полученные в результате эксперимента можно использовать для описания ситуации, происходящей во время реальной гонки [90].

Данные, полученные в результате испытаний, для удобства восприятия целесообразно представить в виде графика, в котором по оси абсцисс измеряется время, а по оси ординат изменение физических величин (скорости, перемещений и пр.).

Так на рисунке 2.9 представлен график, отображающий скорость автомобиля совместно с вертикальными и угловыми перемещениями антикрыла во время прохождения одного круга трассы.

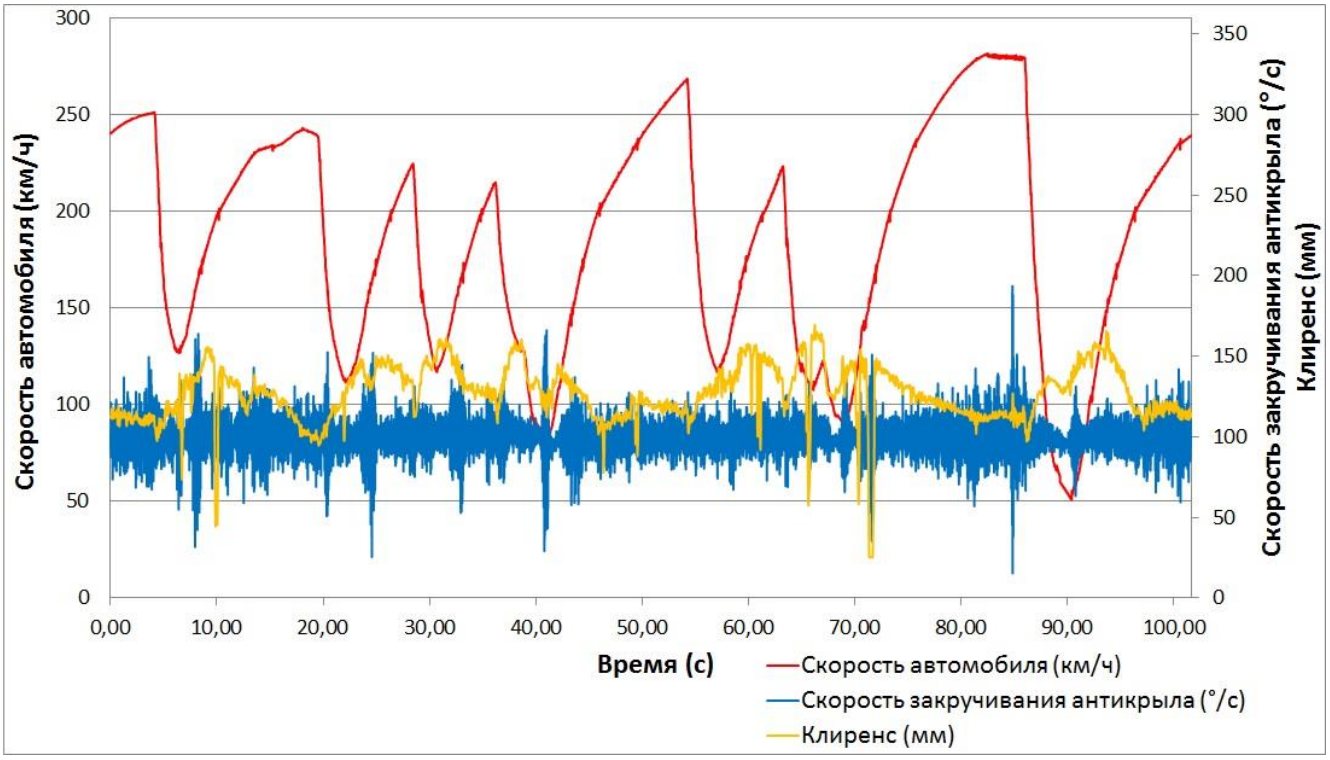


Рисунок 2.9 – График перемещений переднего антикрыла

Такая форма представления экспериментальных данных, позволяет достаточно легко определить, в каком месте трассы находился автомобиль в

определенный момент времени. Плавный рост скорости автомобиля (красная линия) соответствует движению по прямолинейному участку трассы с ускорением, а резкое падение скорости – торможению перед крутыми кривыми малого радиуса.

Сопоставляя график изменения скорости со схемой автодрома, представленной на рисунке 2.8, можно легко определить величину вертикальных перемещений переднего антикрыла и значения скорости его закручивания для каждой характерной точки автодрома [110].

Анализируя график можно сделать вывод, что колебания представляют собой нестационарный процесс, зависящий от множества различных факторов. К ним можно отнести: скорость, ускорение, радиус кривой, качество покрытия трассы, стиль вождения гонщика, настройки автомобиля и др.

Однако практический интерес для инженеров гоночных команд представляет именно поведение антикрыла в конкретных ситуациях, например, при входе в кривую, при выходе из нее, при движении по прямолинейному участку дороги и т.д.

В связи с этим целесообразно выделить три характерных случая, поочередно возникающих и сменяющих друг друга по ходу прохождения одного круга трассы [90].

Первый характерный случай можно выделить на временном отрезке между 40-ой и 42-ой секундой. Автомобиль в это время находится в кривой №9. Комбинация кривых №8 и №9 является одной из самых главных особенностей трассы Моторлэнд Арагон. Связка этих кривых образует так называемую «шикану», когда один кривая малого радиуса сменяет другую, такого же радиуса, но противоположного направления. Особенность этой связки заключается в том, что между кривой №8 и №9 располагается короткий, но очень крутой (для кольцевых гонок) спуск, что требует от гонщика особой смекалки при прохождении этого участка трассы. В этом месте нельзя ехать слишком быстро, так как можно легко заблокировать передние колеса на торможении. В то же время, после выхода из кривой №9 начинается длинный скоростной участок

трассы, поэтому каждый гонщик старается как можно быстрее пройти эту комбинацию кривых.

Такие условия вынуждают гонщика пожертвовать скоростью на спуске между кривыми №8 и №9, для того чтобы обеспечить быстрый выход из кривой №9. Поэтому большинство гонщиков «атакуют» внутренний (расположенный слева) бордюр как можно жестче, стараясь таким образом срезать кривую и выйти из нее по оптимальной траектории.

Бордюры на большинстве гоночных трасс (рисунок 2.10) выполняются в виде прямоугольных плит, стыкующихся друг с другом под определенным углом, таким образом, что в продольном сечении (вдоль дорожного полотна трассы) они напоминают зубья пилы. Причем, в месте соединения с дорожным полотном, края плит установлены на одном уровне с асфальтом, а по мере удаления от него, высота так называемых «зубьев» в продольном сечении увеличивается. Таким образом, чем дальше автомобиль заезжает на бордюр, тем больше разница между уровнем плит, и колесо, соскакивая с одной плиты на другую, вызывает сильные вибрации автомобиля в целом и его аэродинамических элементов в частности [125].

Рисунок 2.10 – Устройство бордюров на гоночных трассах

На рисунке 2.11 представлен график перемещений переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 при входе в кривую №9 на скорости 85 км/ч, без ускорения, с заездом на всю ширину бордюра. Для удобства восприятия представленной информации на этом рисунке указано местоположение автомобиля на трассе и приведена фотография, сделанная с бортовой камеры автомобиля, установленной над головой гонщика.

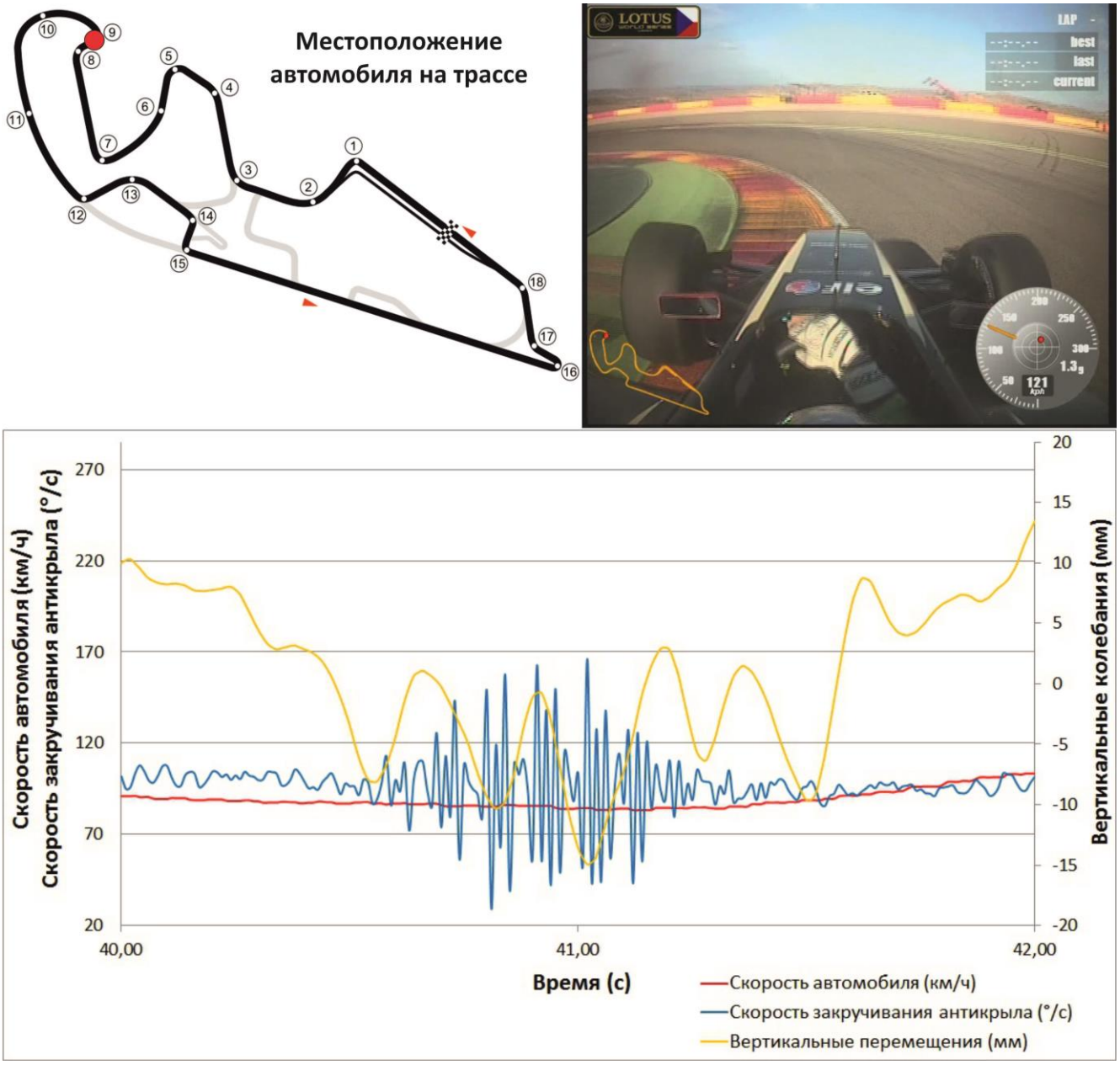


Рисунок 2.11 – 1-й характерный случай – наезд на бордюр слева при входе в кривую №9

Сравнительно малая частота вибраций объясняется небольшой скоростью автомобиля, а большая амплитуда – шириной наезда на высокий бордюр.

Ко второму характерному случаю можно отнести выход из кривой №9. На рисунке 2.12 представлен временной отрезок с 42-ой по 45-ую секунды, в течение которого автомобиль широко выезжает на бордюр справа, и разгоняется со 103 до 185 км/ч.

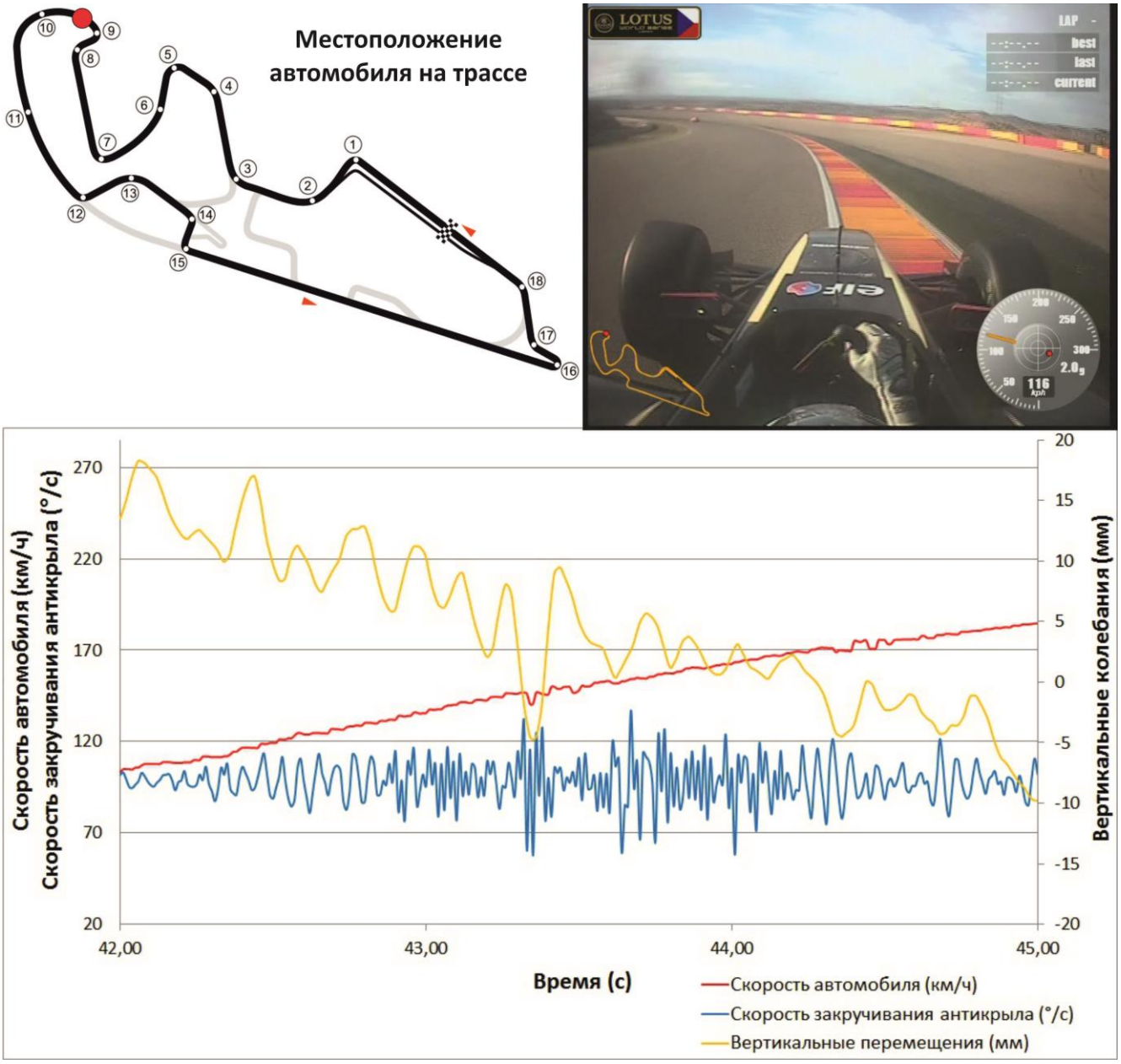


Рисунок 2.12 – 2-й характерный случай – наезд на бордюр справа при выходе из кривой №9

Более высокая скорость по сравнению с 1-м характерным случаем обуславливает большую частоту колебаний и меньшую их амплитуду.

В качестве третьего характерного случая целесообразно рассмотреть движение автомобиля по прямолинейной траектории без наезда на бордюры.

Так на рисунке 2.13 представлен график перемещений переднего антикрыла при движении автомобиля по прямой между кривыми №15 и №16, в период с 73-й по 83-ю секунды. За это время автомобиль разогнался со 193 до 280 км/ч.

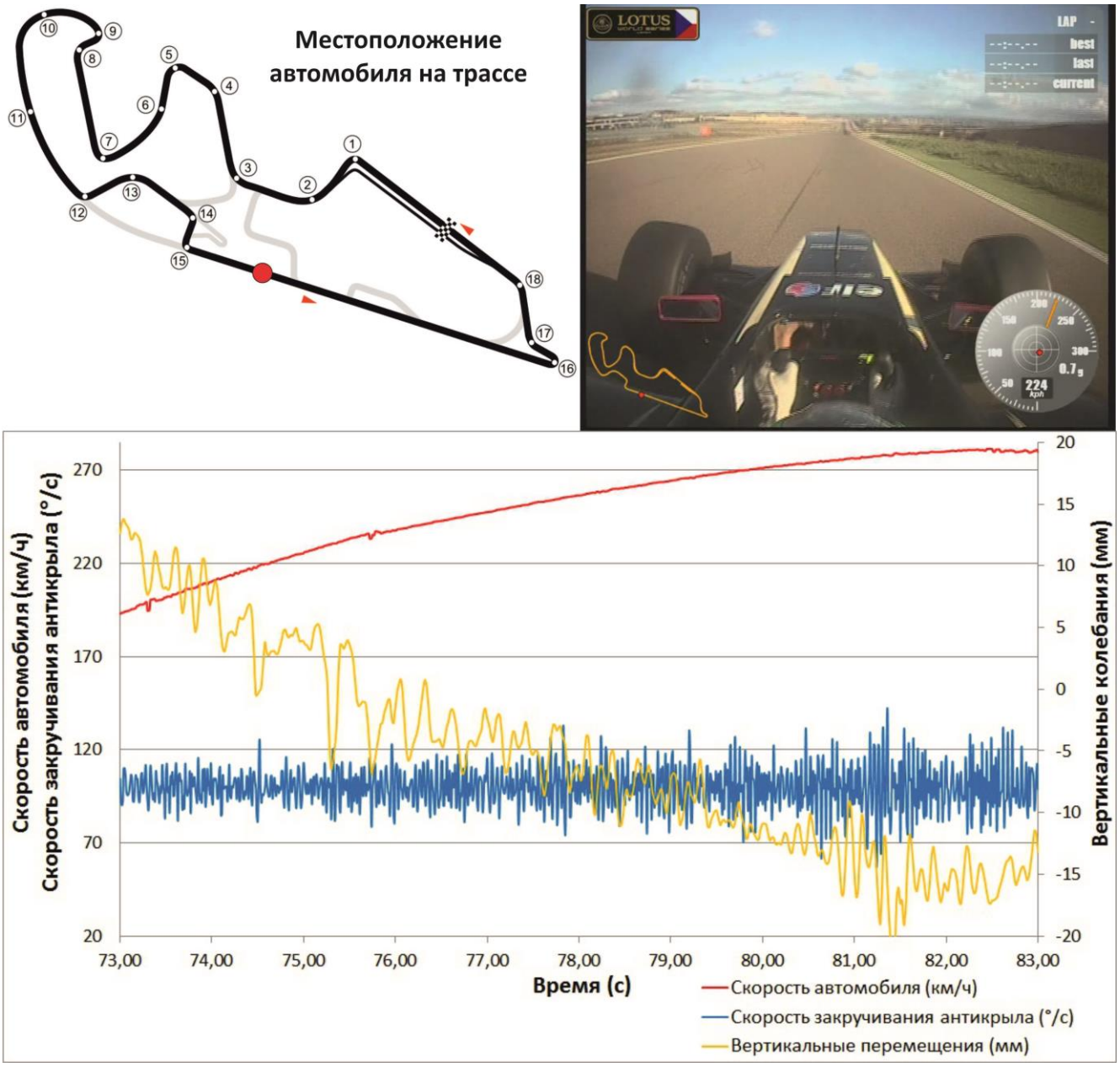


Рисунок 2.13 – 3-й характерный случай – движение по прямой между кривыми №15 и №16

В этом случае амплитуды колебаний значительно ниже, чем в 1-м и 2-м характерных случаях.

Анализируя графики вертикальных перемещений во 2-м и 3-м случаях, можно сделать вывод, что с увеличением скорости, расстояние между лазерным датчиком измерения клиренса и поверхностью дорожного полотна постепенно уменьшается. Этот эффект достигается за счет действия прижимной силы.

Прижимная сила увеличивается пропорционально квадрату скорости автомобиля [119] и сжимает пружины подвески, пока автомобиль разгоняется. В результате клиренс автомобиля снижается.

Влияние этого эффекта на график вертикальных колебаний антикрыла обуславливается тем, что лазерный датчик измерения клиренса фиксировал абсолютную величину перемещений, включающую в себя как перемещение крыла относительно точки его крепления к носовому обтекателю автомобиля, так и перемещение носового обтекателя относительно поверхности дорожного полотна, возникающее за счет работы подвески автомобиля.

На рисунке 2.18 приведено сравнение сигналов, полученных с датчика измерения клиренса переднего антикрыла и датчиков перемещения штоков амортизаторов.

Особенностью гоночного автомобиля Даллара T12 является «моно-геометрия» передней подвески. Поэтому автомобиль оборудован одним передним и двумя задними амортизаторами.

Параллельно каждому амортизатору установлен датчик хода его штока, работающий по принципу изменения сопротивления. Так при выдвижении штока амортизатора, «шток» датчика выдвигается вместе с ним, и напряжение в цепи датчика изменяется. По динамике изменения напряжения в цепи датчиков бортовой компьютер автомобиля формирует сигналы хода штоков амортизаторов.

Из рисунка 2.14 видно, что изменение клиренса переднего антикрыла пропорционально ходу штоков амортизаторов, из чего можно сделать вывод, что работа подвески автомобиля оказывает существенное влияние на изменение клиренса антикрыла.

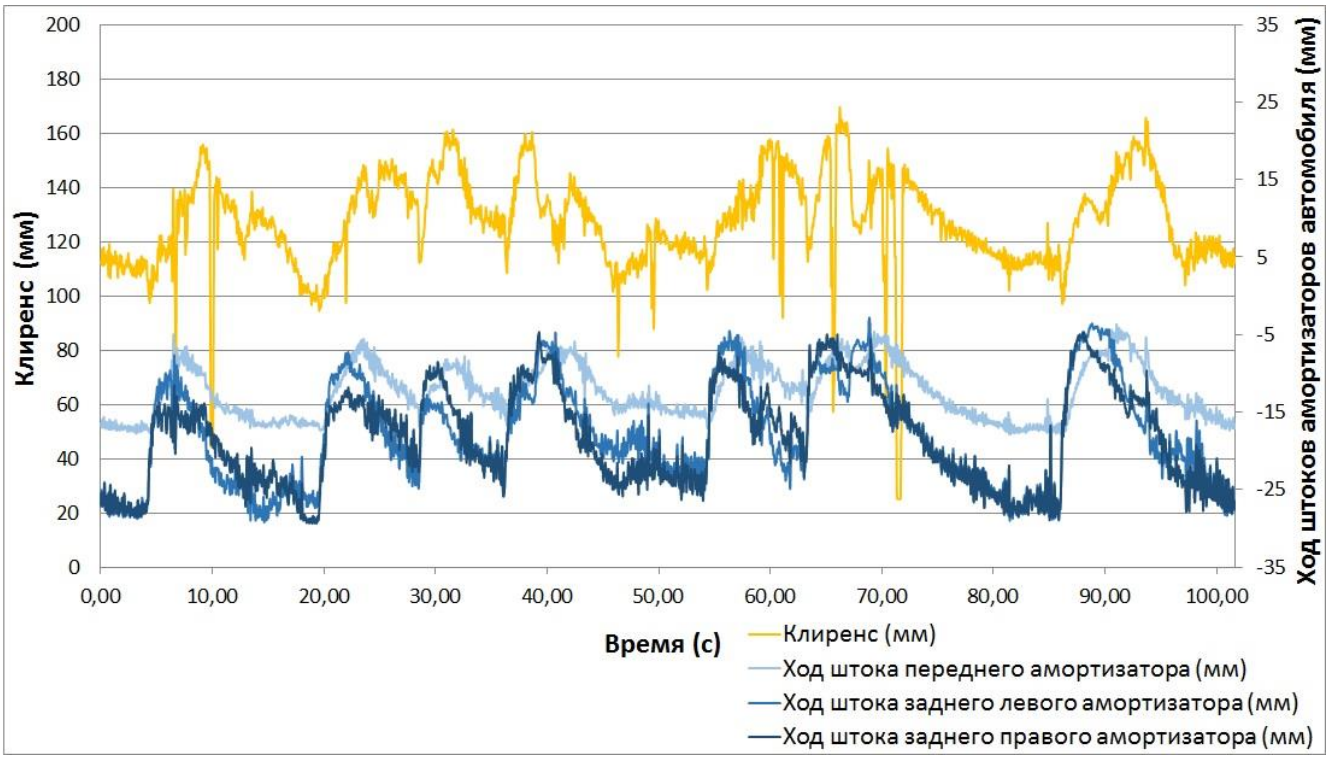


Рисунок 2.14 – Изменение клиренса антикрыла в сравнении с ходом штоков амортизаторов автомобиля

Поскольку в процессе проведения экспериментальных исследований, гонщик проехал 8 кругов, соответственно для каждого характерного случая имеется 8 наблюдений изменения клиренса переднего антикрыла.

Проведение большего числа замеров затруднительно из-за высокой стоимости проведения испытаний. Однако для анализа вибраций аэродинамических элементов гоночного автомобиля, проведение 8-и замеров является достаточным из-за высокой точности прохождения гонщиком каждого круга [121]. Так разница между временем проезда каждого круга, длиной 5,345 км, не превышает 0,5 с.

На рисунке 2.15 изображены графики вертикальных перемещений антикрыла в каждом из 8-и замеров для 1-го характерного случая. Из рисунка 2.15 видно, что графики различных замеров схожи друг с другом. Отличаются от остальных только графики под именами «испытание №1» и «испытание №3».

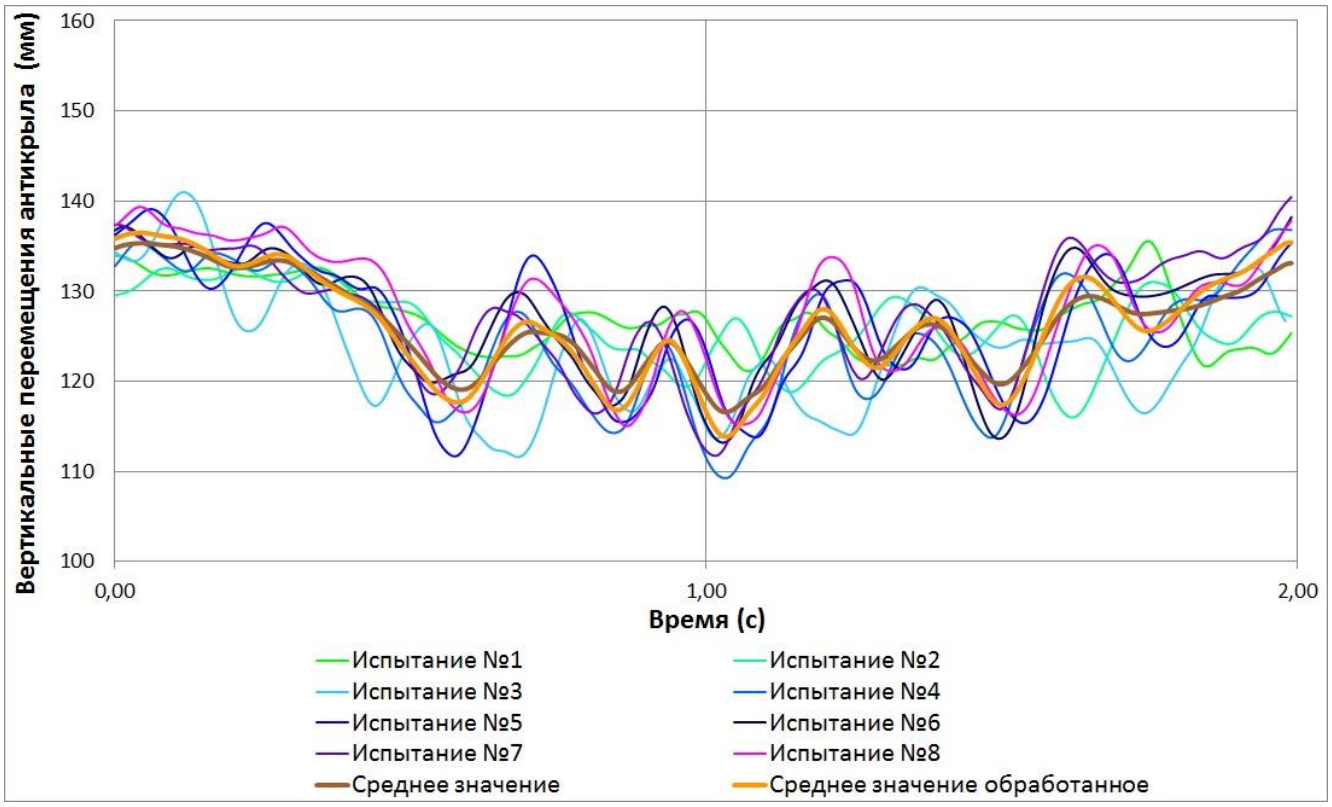


Рисунок 2.15 – Графики вертикальных перемещений антикрыла для 8-и замеров в 1-м характерном случае

Этим два замера соответствуют прогревочным кругам, в процессе проезда которых, гонщик уходил с оптимальной траектории для прогрева шин до рабочей температуры. Время прохождения этих кругов также существенно отличается от времени прохождения остальных кругов, поэтому при оценке статистических показателей «испытание №1» и «испытание №3» учитывать не целесообразно.

На рисунке 2.15 коричневым цветом показано среднее значение колебаний антикрыла для 8-и замеров. Оранжевым цветом показано «среднее значение обработанное», не учитывающее «испытание №1» и «испытание №3».

В этом случае среднеквадратическая ошибка дисперсии равна 1,18 %.

На рисунке 2.16 изображены графики вертикальных перемещений антикрыла в каждом из 8-и замеров для 2-го характерного случая. Как и в 1-м характерном случае графики под названиями «испытание №1» и «испытание №3» существенно отличаются от графиков остальных замеров.

Из рисунка 2.16 видно, что графики замеров вертикальных перемещений антикрыла во 2-м характерном случае имеют схожую частотную характеристику и немного сдвинуты относительно друг друга по фазе и амплитуде.

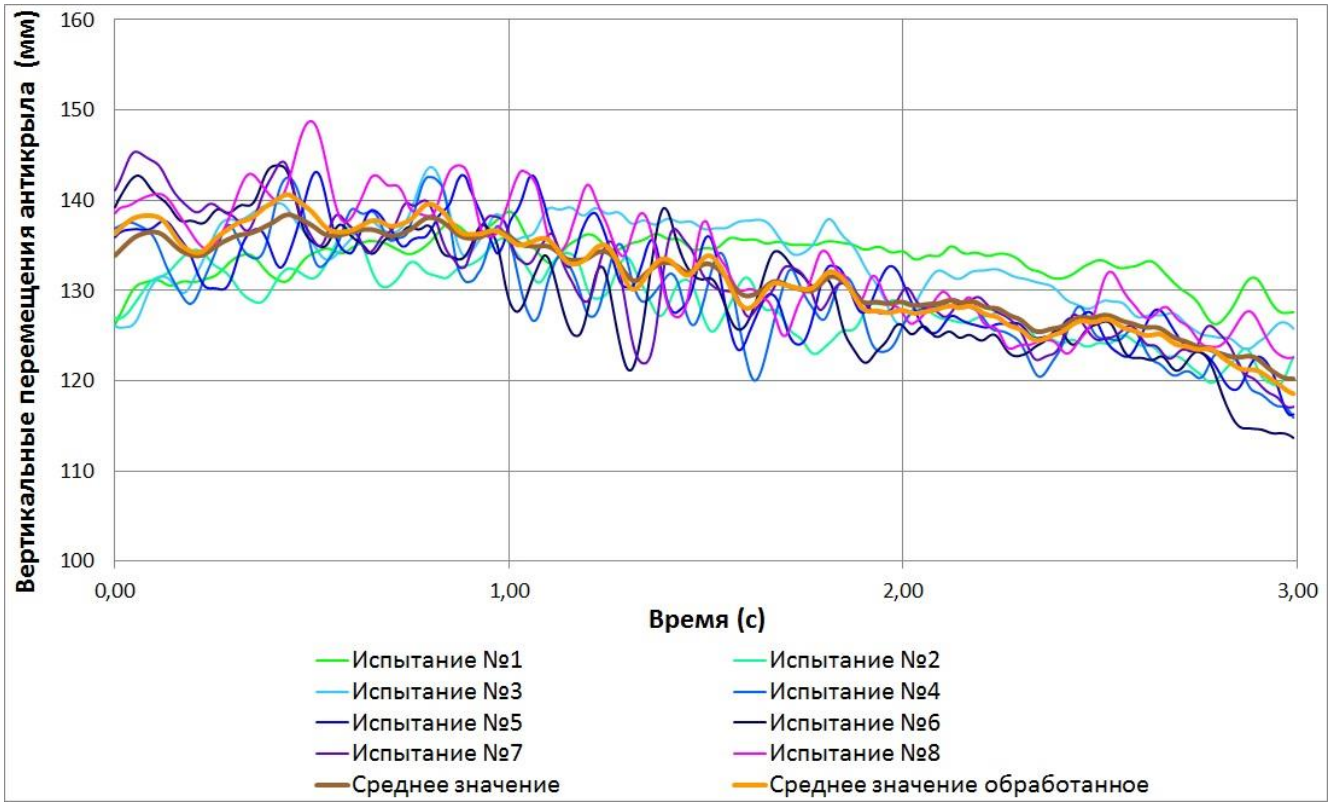


Рисунок 2.16 – Графики вертикальных перемещений антикрыла для 8-ми замеров во 2-м характерном случае

Значение среднеквадратической ошибки дисперсии для второго характерного случая равно 1,08 %.

На рисунке 2.17 изображены графики вертикальных перемещений антикрыла в каждом из 8-и замеров для 3-го характерного случая. Как и в первых двух случаях, графики под названиями «испытание №1» и «испытание №3» существенно отличаются от графиков остальных замеров. В этом случае это объясняется тем, что гонщик во время езды по прямой между кривыми №15 и №16 периодически разгонялся и тормозил для прогрева тормозов автомобиля.

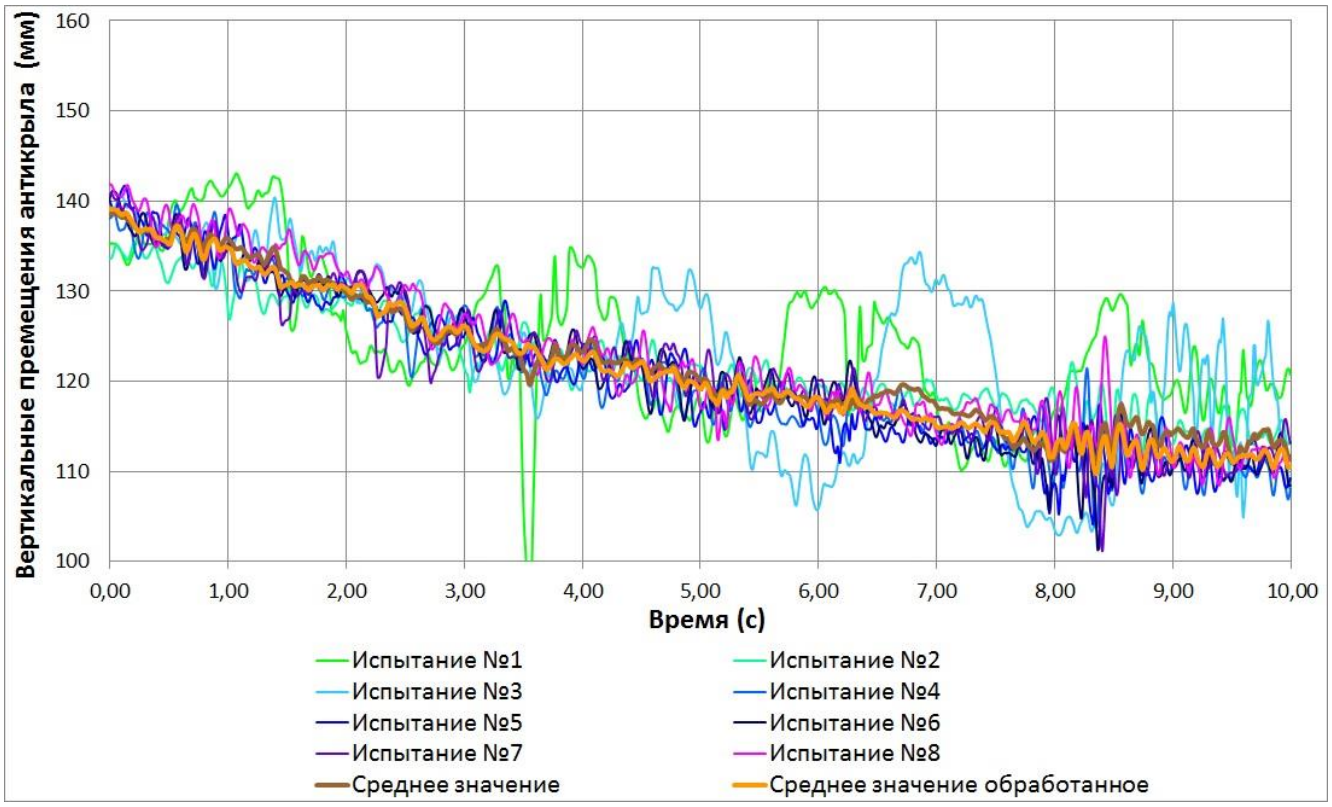


Рисунок 2.17 – Графики вертикальных перемещений антикрыла для 8-ми замеров в 3-м характерном случае

Значение среднеквадратической ошибки дисперсии для третьего характерного случая равно 0,73 %.

Для анализа вибраций антикрыла были выбраны длины реализаций, равные 2, 3 и 10 секундам. Согласно рекомендациям [10, 29], для получения статистических оценок экспериментально исследуемой величины с заданной степенью точности, достаточно ограничить значение нормированной среднеквадратической ошибки дисперсии ε так, чтобы она не превышала 7 %. В этом случае минимальная длина реализации T определяется как:

$$T = \frac{1}{B_\varepsilon \varepsilon^2}, \tag{2.1}$$

где B_ε – частота оцифровки сигнала, Гц.

При B_ε = 100 Гц, минимальная длина реализации составит T = 2,04 с. Поэтому для 1-го характерного случая можно задать длину реализации, равной 2 секундам.

2.2 Математическая модель движения гоночного автомобиля Даллара T12

Проведение экспериментальных исследований, рассмотренных в предыдущем пункте, дает ясное представление о поведении переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 в процессе его эксплуатации.

Однако в рамках решения задачи по исследованию вибраций аэродинамических элементов скоростных безрельсовых транспортных средств необходимо проанализировать колебания аэродинамических элементов различных конструкций при различных возмущающих воздействиях. Такой анализ подразумевает сбор и обработку больших объемов информации, что объясняется различными конструкционными особенностями аэродинамических элементов, типом и характеристиками подвески скоростного транспортного средства и особенностями его эксплуатации.

Эта задача успешно может быть решена только с помощью математического моделирования, путем разработки и анализа компьютерной имитационной математической модели [28].

Поэтому, для анализа вибраций аэродинамических элементов скоростных транспортных средств, целесообразно разработать математическую модель скоростного транспортного средства, имитирующую его динамику при движении по специально подготовленной трассе, и имеющую гибкую структуру, позволяющую адаптировать ее для исследования вибраций аэродинамических элементов различных скоростных транспортных средств.

Для оценки адекватности этой модели, результаты моделирования необходимо сравнить с данными, полученными в ходе проведения экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 [29].

Ввиду возможности проведения экспериментальных исследований вибраций аэродинамических элементов гоночного автомобиля Даллара T12, математическая имитационная модель составлена на примере этого скоростного транспортного средства.

Для определения колебаний аэродинамических элементов гоночного автомобиля Даллара T12 при езде по трассе необходимо создать математическую модель, имитирующую колебания подрессоренной и неподрессоренных масс [22, 30, 39, 76, 80, 81, 82, 86, 97, 105, 121].

Схема такой математической модели приведена на рисунке 2.18. Модель состоит из пяти твердых тел, моделирующих подрессоренную и неподрессоренные массы, связанных между собой при помощи подвесок, смоделированных упругими и диссипативными элементами. Предполагается, что элементы подвески могут деформироваться только вдоль вертикальной оси.

Вводится допущение, что углы развала и схождения колес равны нулю, таким образом, продольные плоскости симметрии колес перпендикулярны осям их вращения. Движение автомобиля происходит по однородной шероховатой поверхности.

Для описания движения автомобиля необходимо ввести следующие системы координат. Система $Ox_0y_0z_0$ является неподвижной: плоскость Ox_0y_0 является опорной плоскостью, ось Oz_0 направлена вертикально вверх. Начало подвижной системы $Cxyz$ совпадает с центром масс автомобиля C, являющимся также центром масс кузова автомобиля (подрессоренной массы). Ось Cx направлена вперед по ходу движения автомобиля, ось Cz направлена вертикально вверх. Система $Cx_1y_1z_1$ жестко связана с кузовом автомобиля. Ось Cx_1 направлена вдоль продольной оси симметрии автомобиля.

Положение системы $Cxyz$ относительно системы $Ox_0y_0z_0$ задается координатами x, y, z точки C и курсовым углом ψ (углом рысканья). Положение системы $Cx_1y_1z_1$ относительно системы $Cxyz$ задается двумя углами: углом крена θ (угол поворота вокруг оси Cx) и углом тангажа φ (угол поворота вокруг оси Cy).

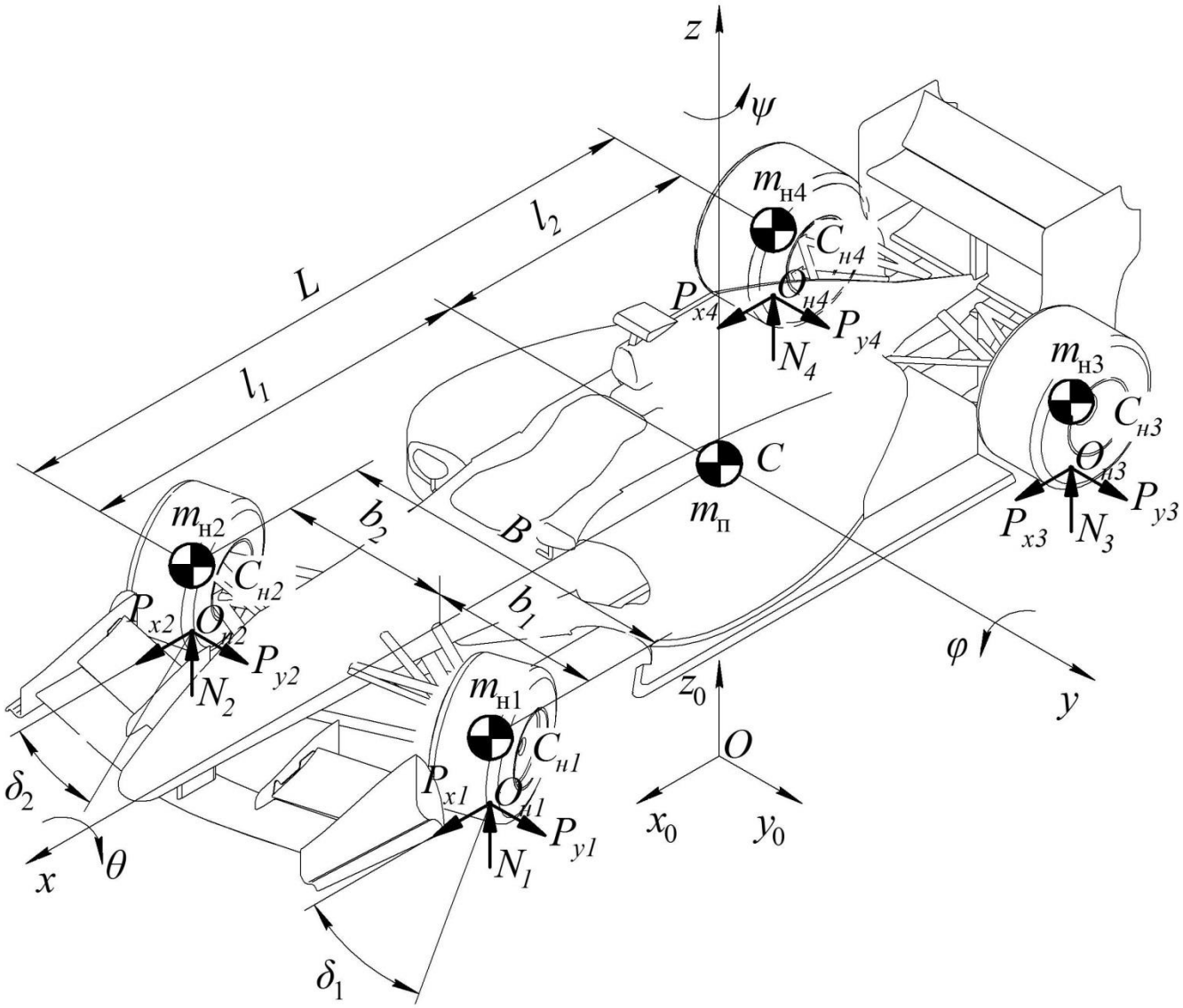


Рисунок 2.18 – Математическая модель движения гоночного автомобиля Даллара T12

Для описания движения каждой неподрессоренной массы введены локальные системы координат $C_{нi}x_iy_iz_i$ (i = 1, 2, 3, 4) с центрами, расположенными в местах пересечения осей вращения колес с их продольными плоскостями симметрии. Индекс 1 соответствует переднему левому колесу, индекс 2 – переднему правому колесу, индекс 3 – заднему левому колесу, и индекс 4 – заднему правому колесу по ходу движения автомобиля.

Ориентация осей локальных систем задних колес $C_{н3}x_3y_3z_3$ и $C_{н4}x_4y_4z_4$ совпадает с ориентацией осей системы координат $Cxyz$. Положение локальных

систем передних колес $C_{н1}x_1y_1z_1$ и $C_{н2}x_2y_2z_2$ относительно системы $Cxyz$ задается углами поворота колес δ_1 и δ_2.

На рисунке 2.19 приведена схема взаимодействия сил в элементах подвески неподрессоренной массы и деформируемой части пневматической шины.

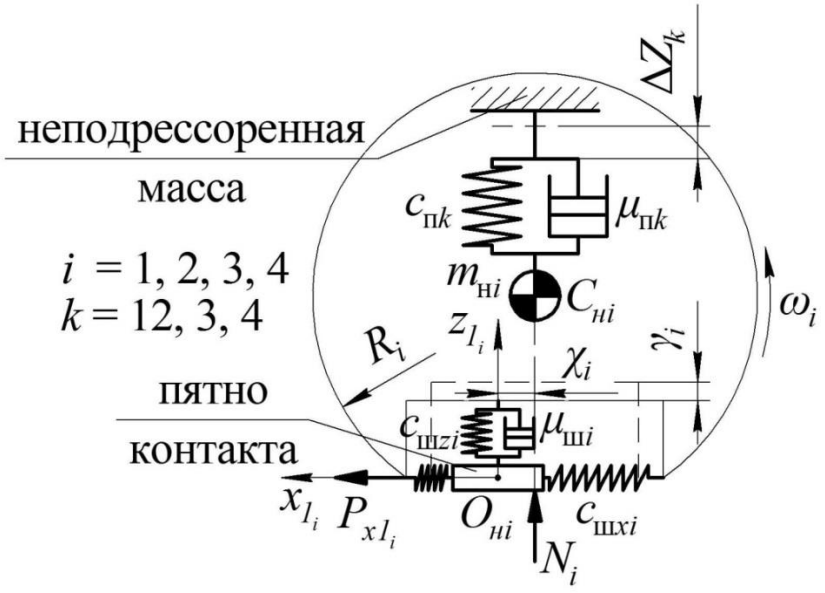


Рисунок 2.19 – Схема взаимодействия сил в элементах подвески неподрессоренной массы и деформируемой части пневматической шины

В ненагруженном состоянии, точка контакта i-го колеса $O'_{нi}$ с дорогой в системе $C_{нi}x_iy_iz_i$ будет иметь координаты (0; 0; $-R_i$), где R_i – радиус колеса. В нагруженном состоянии пневматическая шина деформируется, и контакт колеса с дорогой происходит по некоторой области. При этом точка $O'_{нi}$ перемещается в точку $O_{нi}$ с координатами (χ_i; η_i; $-R_i + \gamma_i$).

Для описания силовых взаимодействий, происходящих в пятне контакта шины с дорожным полотном, введем системы координат $O_{нi}x_{1i}y_{1i}z_{1i}$ направление осей которых, совпадает с направлением осей соответствующих систем координат $C_{нi}x_iy_iz_i$.

Возмущающее воздействие со стороны неровностей поверхности дорожного полотна передается на неподрессоренные массы $m_{н1}$, $m_{н2}$, $m_{н3}$, $m_{н4}$ через шины, представленные в виде жесткостей $c_{ш1}$, $c_{ш2}$, $c_{ш3}$ и $c_{ш4}$, и коэффициентов затухания $\mu_{ш1}$, $\mu_{ш2}$, $\mu_{ш3}$ и $\mu_{ш4}$.

Передняя подвеска гоночного автомобиля Даллара T12 оборудована одной пружиной и одним амортизатором, которые смоделированы жесткостью $c_{п12}$ и коэффициентом затухания $\mu_{п12}$.

В задней подвеске установлены две пружины и два амортизатора, поэтому левая неподрессоренная масса $m_{н3}$ соединена с подрессоренной массой $m_{п}$ через жесткость $c_{п3}$ и коэффициент затухания $\mu_{п3}$, а правая неподрессоренная масса $m_{н4}$ соединяется с подрессоренной массой $m_{п}$ через жесткость $c_{п4}$ и коэффициент затухания $\mu_{п4}$.

Расстояние между передними и задними неподрессоренными массами соответствует колесной базе автомобиля L. Левые и правые неподрессоренные массы располагаются друг от друга на расстоянии колеи B.

Основные уравнения движения скоростного транспортного средства, рассмотренные в диссертационной работе [81], взяты в качестве базовых для разрабатываемой имитационной математической модели.

Уравнения движения центра масс автомобиля C относительно точки O и уравнения изменения кинематического момента корпуса автомобиля относительно точки C, имеют следующий вид:

$$
\begin{aligned}
&m\ddot{x} = \sum_{i=1}^{4} P_{xi} + m\dot{y}\dot{\psi} + F_{ax} + F_x^*;\\
&m\ddot{y} = \sum_{i=1}^{4} P_{yi} - m\dot{x}\dot{\psi} + F_{ay} + F_y^*;\\
&m\ddot{z} = \sum_{i=1}^{4} N_i^{п} - mg - F_{az} + F_z^*;\\
&I_x\ddot{\theta} = N_1^{п}b_1 - N_2^{п}b_2 + N_3^{п}b_1 - N_4^{п}b_2 + (h+\Delta Z)\sum_{i=1}^{4} P_{yi} + M_{ax} + M_x^*;\\
&I_y\ddot{\varphi} = N_3^{п}l_2 + N_4^{п}l_2 - N_1^{п}l_1 - N_2^{п}l_1 - (h+\Delta Z)\sum_{i=1}^{4} P_{xi} + M_{ay} + M_y^*;\\
&I_z\ddot{\psi} = (P_{x2}+P_{x4})b_2 - (P_{x1}+P_{x3})b_1 +\\
&+\big(P_{y1}+P_{y2}\big)l_1 - \big(P_{y3}+P_{y4}\big)l_2 + M_{az} + M_z^*,
\end{aligned}
\qquad (2.2)
$$

где m – полная масса автомобиля;

P_{xi}, P_{yi} – проекции составляющих контактных сил на оси системы *Cxy*;

$N_i^{\text{п}}$ – проекции на оси системы *Cxyz* сил, действующих на подрессоренную массу автомобиля со стороны подвески;

F_{ax}, F_{ay}, F_{az} – проекции на оси системы *Cxyz* результирующей аэродинамической силы;

F_x^*, F_y^*, F_z^* – проекции на оси системы *Cxyz* сторонних сил, действующих на кузов автомобиля;

g – ускорение свободного падения;

I_x, I_y, I_z – главные центральные моменты инерции подрессоренной массы автомобиля относительно осей системы *Cxyz*;

l_1, l_2 – расстояния между центром масс кузова автомобиля и передней и задней осями;

b_1, b_2 – расстояния между центром масс кузова и левыми и правыми неподрессоренными массами;

M_{ax}, M_{ay}, M_{az} – проекции на оси системы *Cxyz* результирующего аэродинамического момента;

M_x^*, M_y^*, M_z^* – проекции на оси системы *Cxyz* сторонних моментов, действующих на кузов автомобиля.

Уравнения движения неподрессоренных масс, записанных в проекциях на оси $O_{нi}z_{1i}$, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} m_{\text{н}1}\ddot{\gamma}_1 &= N_1^{\text{п}} - N_1 + m_{\text{н}1}g + F_{az1} - F_{z1}^*; \\ m_{\text{н}2}\ddot{\gamma}_2 &= N_2^{\text{п}} - N_2 + m_{\text{н}2}g + F_{az2} - F_{z2}^*; \\ m_{\text{н}3}\ddot{\gamma}_3 &= N_3^{\text{п}} - N_3 + m_{\text{н}3}g + F_{az3} - F_{z3}^*; \\ m_{\text{н}4}\ddot{\gamma}_4 &= N_4^{\text{п}} - N_4 + m_{\text{н}4}g + F_{az4} - F_{z4}^*, \end{aligned} \tag{2.3}$$

где γ_i – радиальная деформация *i*-го колеса;

N_i – проекции нормальных реакций со стороны дорожного полотна на оси $O_{нi}z_{1i}$;

F_{azi} – проекции на оси $O_{нi}z_{1i}$ результирующих аэродинамических сил, действующих на неподрессоренные массы;

F_{zi}^{*} –проекции на оси $O_{нi}z_{1i}$ сторонних сил, действующих на неподрессоренные массы;

ΔZ – перемещение по вертикали точки C относительно состояния статического равновесия $Z = h$.

Кинематические соотношения между скоростями деформации подвесок и скоростями вертикальных перемещений кузова автомобиля представлены в виде уравнений (2.4):

$$\begin{aligned}
\Delta\dot{Z}_{12} &= -l_1\dot{\varphi}\cos\varphi + \Delta\dot{Z};\\
\Delta\dot{Z}_{3} &= l_2\dot{\varphi}\cos\varphi + b_1\dot{\theta}\cos\theta + \Delta\dot{Z};\\
\Delta\dot{Z}_{4} &= l_2\dot{\varphi}\cos\varphi - b_2\dot{\theta}\cos\theta + \Delta\dot{Z},
\end{aligned} \tag{2.4}$$

где ΔZ_k – вертикальные деформации подвески относительно состояния статического равновесия (k = 12, 3, 4).

Уравнения изменения кинематического момента колес автомобиля относительно осей их вращения $C_{нi}y_i$ и механизма рулевого управления относительно осей поворота передних колес $C_{нi}z_i$ имеют вид:

$$\begin{aligned}
I_1\dot{\omega}_1 &= -P_{x1_1}(R_{\text{п}} - \gamma_1) + M_{\text{трм1}};\\
I_2\dot{\omega}_2 &= -P_{x1_2}(R_{\text{п}} - \gamma_2) + M_{\text{трм2}};\\
I_3\dot{\omega}_3 &= -P_{x1_3}(R_{\text{з}} - \gamma_3) + M_{\text{трм3}};\\
I_4\dot{\omega}_4 &= -P_{x1_4}(R_{\text{з}} - \gamma_4) + M_{\text{трм4}};\\
I_{z1_1}\ddot{\delta}_1 &= M_{\text{рул1}} - I_{z1_1}\ddot{\psi};\\
I_{z1_2}\ddot{\delta}_2 &= M_{\text{рул2}} - I_{z1_2}\ddot{\psi},
\end{aligned} \tag{2.5}$$

где I_i – момент инерции i-го колеса относительно оси его вращения;

I_{z1_1}, I_{z1_2} – моменты инерции переднего левого и переднего правого колес вместе с элементами механизма рулевого управления относительно осей их поворота;

ω_i – абсолютная угловая скорость вращения i-го колеса;

P_{x1_i} – проекции составляющих контактных сил на оси $O_{ні}x_{1i}$;

$R_{\text{п}}, R_{\text{з}}$ – радиус передних и задних колес;

$M_{\text{трм}i}$ – тормозной или разгонный момент i-го колеса;

$M_{\text{рул1}}, M_{\text{рул2}}$ – рулевые моменты переднего левого и переднего правого колес, действующие вокруг осей их поворота.

Изменение усилий, возникающих в элементах подвески автомобиля, описано уравнениями (2.6):

$$\begin{aligned} N_1^{\text{п}} &= N_2^{\text{п}} = -c_{\text{п}12}\Delta Z_{12} - \mu_{\text{п}12}\Delta\dot{Z}_{12}; \\ N_3^{\text{п}} &= -c_{\text{п}3}\Delta Z_3 - \mu_{\text{п}3}\Delta\dot{Z}_3; \\ N_4^{\text{п}} &= -c_{\text{п}4}\Delta Z_4 - \mu_{\text{п}4}\Delta\dot{Z}_4. \end{aligned} \tag{2.6}$$

Изменение нормальных реакций дороги в зависимости от деформации шин, описано уравнениями (2.7):

$$\begin{aligned} N_1 &= c_{\text{ш}z1}\gamma_1 + \mu_{\text{ш}1}\dot{\gamma}_1; \\ N_2 &= c_{\text{ш}z2}\gamma_2 + \mu_{\text{ш}2}\dot{\gamma}_2; \\ N_3 &= c_{\text{ш}z3}\gamma_3 + \mu_{\text{ш}3}\dot{\gamma}_3; \\ N_4 &= c_{\text{ш}z4}\gamma_4 + \mu_{\text{ш}4}\dot{\gamma}_4. \end{aligned} \tag{2.7}$$

Соотношение между проекциями составляющих контактных сил на оси систем координат $Cxyz$ и $C_{ні}x_iy_iz_i$ описано уравнениями (2.8) и (2.9):

$$\begin{aligned} P_{x1} &= P_{x1_1}\cos\delta_1 - P_{y1_1}\sin\delta_1; \\ P_{y1} &= P_{x1_1}\sin\delta_1 + P_{y1_1}\cos\delta_1; \\ P_{x2} &= P_{x1_2}\cos\delta_2 - P_{y1_2}\sin\delta_2; \\ P_{y2} &= P_{x1_2}\sin\delta_2 + P_{y1_2}\cos\delta_2; \end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned} P_{x3} &= P_{x1_3}; \\ P_{y3} &= P_{y1_3}; \\ P_{x4} &= P_{x1_4}; \\ P_{y4} &= P_{y1_4}, \end{aligned} \tag{2.9}$$

где P_{y1_i} – проекции составляющих контактных сил на оси $O_{ні}y_{1i}$.

Соотношения между деформациями подвесок и вертикальными перемещениями кузова автомобиля представлены в виде уравнений (2.10):

$$\begin{aligned} \Delta Z_{12} &= -l_1 \sin\varphi + \Delta Z; \\ \Delta Z_3 &= l_2 \sin\varphi + b_1 \sin\theta + \Delta Z; \\ \Delta Z_4 &= l_2 \sin\varphi + b_2 \sin\theta + \Delta Z. \end{aligned} \tag{2.10}$$

Соотношения координат в системах $Ox_0y_0z_0$ и $Cxyz$ описывается уравнениями (2.11):

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \dot{x}_0 \cos\psi - \dot{y}_0 \sin\psi; \\ \dot{y} &= \dot{x}_0 \sin\psi + \dot{y}_0 \cos\psi; \\ \dot{z} &= \dot{z}_0. \end{aligned} \tag{2.11}$$

Уравнения, описывающие составляющие результирующих аэродинамических сил, действующих на подрессоренную и неподрессоренные массы, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} F_{ax} &= c_x S \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \\ F_{ay} &= c_y S \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \\ F_{az} &= c_z S \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \\ F_{azi} &= c_{zi} S_i \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \end{aligned} \tag{2.12}$$

где c_x – аэродинамический коэффициент силы лобового сопротивления для кузова автомобиля;

c_y – аэродинамический коэффициент боковой силы для кузова автомобиля;

c_z – аэродинамический коэффициент прижимной силы для кузова автомобиля;

c_{zi} – аэродинамические коэффициенты прижимной силы для неподрессоренных масс;

S – характерная площадь кузова автомобиля, на которую воздействует

воздушный поток;

S_i – характерные площади неподрессоренных масс автомобиля, на которые воздействует воздушный поток;

ρ – плотность воздуха.

Проекции на оси системы *Cxyz* результирующего аэродинамического момента, действующего на кузов автомобиля описываются уравнениями (2.13):

$$\begin{aligned} M_{ax} &= m_x S L_a \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \\ M_{ay} &= m_y S L_a \rho \frac{\dot{x}^2}{2}; \\ M_{az} &= m_z S L_a \rho \frac{\dot{x}^2}{2}, \end{aligned} \tag{2.13}$$

где m_x – аэродинамический коэффициент момента крена;

m_y – аэродинамический коэффициент момента тангажа;

m_z – аэродинамический коэффициент момента рысканья;

L_a – характерная длина кузова автомобиля, на которую воздействует аэродинамический поток.

Формула для определения полной массы автомобиля имеет следующий вид:

$$m = m_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{4} m_{\text{н}i}. \tag{2.14}$$

Геометрическая связь между углами поворота передних колес, описывается выражением (2.15):

$$\text{tg}\delta_2 = \frac{L\text{tg}\delta_1}{L + B\text{tg}\delta_1}. \tag{2.15}$$

Моменты инерции колес относительно осей их вращения и моменты инерции передних колес, относительно оси их поворота, описываются уравнениями (2.16):

$$\begin{aligned} I_i &= m_i r_i^2; \\ I_{z1_j} &= m_j r_{z1_j}^2, \end{aligned} \tag{2.16}$$

где r_i – радиусы инерции колес автомобиля относительно осей их вращения;

r_{z1_j} – радиусы инерции передних колес автомобиля и элементов механизма рулевого управления относительно осей их поворота.

Проекции скоростей точек контакта колес с дорожным полотном на оси систем $O_{ni}x_{1i}y_{1i}z_{1i}$, описываются уравнениями (2.17):

$$\begin{aligned} \dot{x}_{1_1} &= \left(\dot{x} - \dot{\psi}b_1\right)\cos\delta_1 + \left(\dot{y} + \dot{\psi}l_1\right)\sin\delta_1 - \omega_1 R_{\text{п}}; \\ \dot{y}_{1_1} &= -\left(\dot{x} - \dot{\psi}b_1\right)\sin\delta_1 + \left(\dot{y} + \dot{\psi}l_1\right)\cos\delta_1; \\ \dot{x}_{1_2} &= \left(\dot{x} + \dot{\psi}b_2\right)\cos\delta_2 + \left(\dot{y} + \dot{\psi}l_1\right)\sin\delta_2 - \omega_2 R_{\text{п}}; \\ \dot{y}_{1_2} &= -\left(\dot{x} + \dot{\psi}b_2\right)\sin\delta_2 + \left(\dot{y} + \dot{\psi}l_1\right)\cos\delta_2; \\ \dot{x}_{1_3} &= \dot{x} - \dot{\psi}b_1 - \omega_3 R_{\text{з}};\ \dot{y}_{1_3} = \dot{y} - \dot{\psi}l_2; \\ \dot{x}_{1_4} &= \dot{x} + \dot{\psi}b_2 - \omega_4 R_{\text{з}};\ \dot{y}_{1_4} = \dot{y} - \dot{\psi}l_2. \end{aligned} \tag{2.17}$$

Выражения для составляющих касательных контактных сил, спроецированных на оси систем $O_{ni}x_{1i}y_{1i}z_{1i}$, описываются уравнениями (2.18):

$$\begin{aligned} P_{x1_i} &= -f_{xi} N_i \frac{E_{xi}}{E_i}[p(E_i)]; \\ P_{y1_i} &= -f_{yi} N_i \frac{E_{yi}}{E_i}[p(E_i)], \end{aligned} \tag{2.18}$$

где f_{xi}, f_{yi} – коэффициенты трения скольжения в продольном и поперечном направлениях, относительно плоскостей симметрии колес;

E_{xi}, E_{yi} – относительные проскальзывания колес и опорной плоскости в продольном и поперечном направлениях;

E_i – суммарное относительное проскальзывание колес;

$p(E_i)$ – зависимость контактной силы i-го колеса от его относительного проскальзывания.

Относительные проскальзывания колес определяются уравнениями (2.19):

$$
\begin{aligned}
E_{x1} &= \frac{\dot{x}_{1_1}}{\omega_1 R_{\text{п}}};\ E_{y1} = \frac{\dot{y}_{1_1}}{\omega_1 R_{\text{п}}};\\
E_{x2} &= \frac{\dot{x}_{1_2}}{\omega_2 R_{\text{п}}};\ E_{y2} = \frac{\dot{y}_{1_2}}{\omega_2 R_{\text{п}}};\\
E_{x3} &= \frac{\dot{x}_{1_3}}{\omega_3 R_{\text{з}}};\ E_{y3} = \frac{\dot{y}_{1_3}}{\omega_3 R_{\text{з}}};\\
E_{x4} &= \frac{\dot{x}_{1_4}}{\omega_4 R_{\text{з}}};\ E_{y4} = \frac{\dot{y}_{1_4}}{\omega_4 R_{\text{з}}};\\
E_i &= \sqrt{E_{xi}^2 + E_{yi}^2}.
\end{aligned}
\qquad (2.19)
$$

Зависимость $p(E_i)$ зависит от типа шин и определяется экспериментальным путем. Для моделирования шин гоночного автомобиля Даллара T12 была использована Magic Formula Пацейки [122].

Модель шины, предложенная Пацейкой, наиболее близко описывает зависимость $p(E_i)$ для гоночной шины [113, 122]. График этой зависимости представлен на рисунке 2.20.

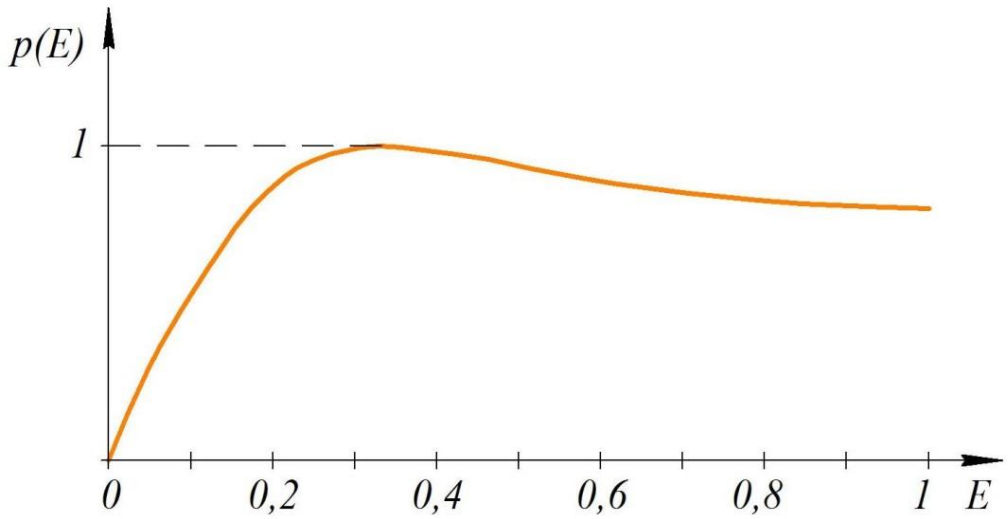


Рисунок 2.20 – График зависимости контактной силы *p(E)*

Математическое моделирование гоночных шин затруднено по сравнению с моделированием шин автомобилей общего назначения. Температура гоночной шины сильно влияет на ее жесткость и показатели адгезии, которые также сильно зависят от характеристик дорожного полотна.

Перемещения при изгибно-крутильных колебаниях переднего антикрыла описываются уравнениями (2.20), рассмотренными в работе [59]:

$$\begin{aligned} EI_{\text{па}}\frac{\partial^4 z_{\text{па}}}{\partial y_{\text{па}}^4} - m_{\text{па}}\nu_{\text{па}}^2(z_{\text{па}} + \sigma(y_{\text{па}})\varphi_{\text{па}}) = 0; \\ GI_{\varrho.\text{па}}\frac{\partial^2 \varphi_{\text{па}}}{\partial y_{\text{па}}^2} + m_{\text{па}}\nu_{\text{па}}^2(\varrho_{\text{па}}^2\varphi_{\text{па}} - \sigma(y_{\text{па}})z_{\text{па}}) = 0, \end{aligned} \tag{2.20}$$

где E, G – модуль Юнга и модуль сдвига для материала антикрыла;

$I_{\text{па}}, I_{\varrho.\text{па}}$ – моменты сопротивления сечения переднего антикрыла изгибу и кручению;

$z_{\text{па}}, \varphi_{\text{па}}$ – амплитуда прогиба антикрыла и угол его закручивания;

$m_{\text{па}}$ – масса единицы антикрыла;

$\nu_{\text{па}}$ – круговая частота колебаний антикрыла;

$\sigma(y_{\text{па}})$ – расстояние между центром масс и продольной осью антикрыла;

$\varrho_{\text{па}}$ – радиус инерции массы $m_{\text{па}}$ относительно продольной оси антикрыла.

Соотношение между вертикальными перемещениями точки крепления антикрыла и центра масс кузова автомобиля, представлено в виде уравнения (2.21):

$$\Delta z_{\text{па}} = -l_{\text{кпа}}\sin\varphi + \Delta Z, \tag{2.21}$$

где $\Delta z_{\text{па}}$ – вертикальные перемещения точки крепления переднего антикрыла;

$l_{\text{кпа}}$ – расстояние между центром масс автомобиля и точкой крепления переднего антикрыла в продольном направлении.

Уравнения (2.2) – (2.21) представляют собой замкнутую систему, позволяющую однозначно определить движение гоночного автомобиля Даллара

T12. Для решения этой системы необходимо задать начальные условия, возмущения $F_x^*, F_y^*, F_z^*, M_x^*, M_y^*, M_z^*, F_{zi}^*$ и управления $M_{\text{рул}1}, M_{\text{рул}2}, M_{\text{трм}i}$ [81].

Для совместного решения систем уравнений (2.2) – (2.21) использовался вычислительный комплекс MATLAB – Simulink. Применение этого комплекса позволяет сократить время проведения сложных математических расчетов, а также существенно повысить их точность [64].

Математическая модель движения гоночного автомобиля Даллара T12, разработанная в среде MATLAB – Simulink, приведена на рисунке 2.21.

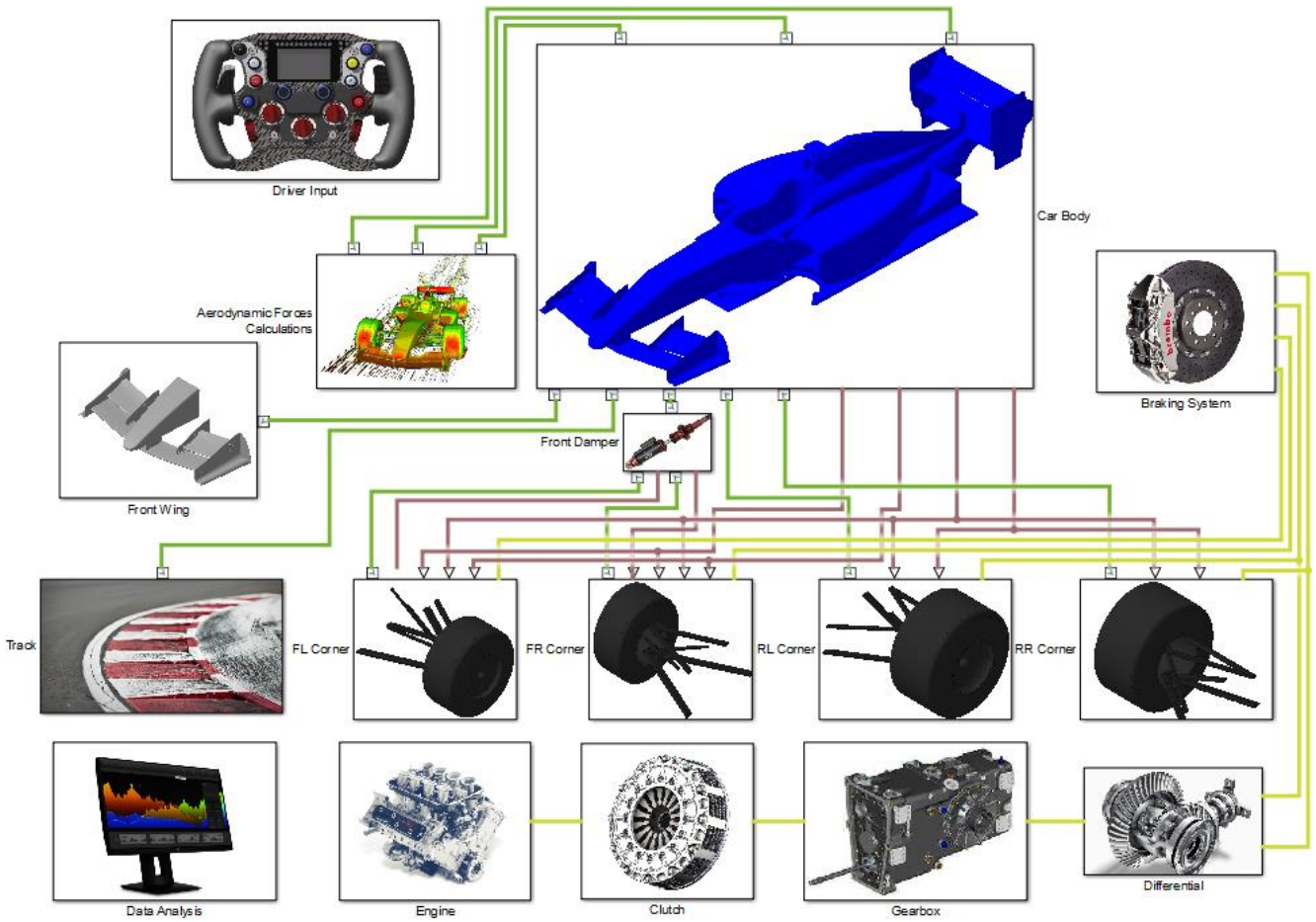


Рисунок 2.21 – Математическая модель движения гоночного автомобиля Даллара T12 разработанная в среде MATLAB – Simulink

На рисунке 2.21, подсистемой Car Body представлена подрессоренная масса автомобиля, а неподрессоренные массы представлены подсистемами FL Corner, FR Corner, RL Corner и RR Corner.

Подсистема Car Body подробно рассмотрена на рисунке 2.22. Эта подсистема описывает линейные и угловые перемещения кузова автомобиля и устанавливает геометрическую связь между всеми элементами модели.

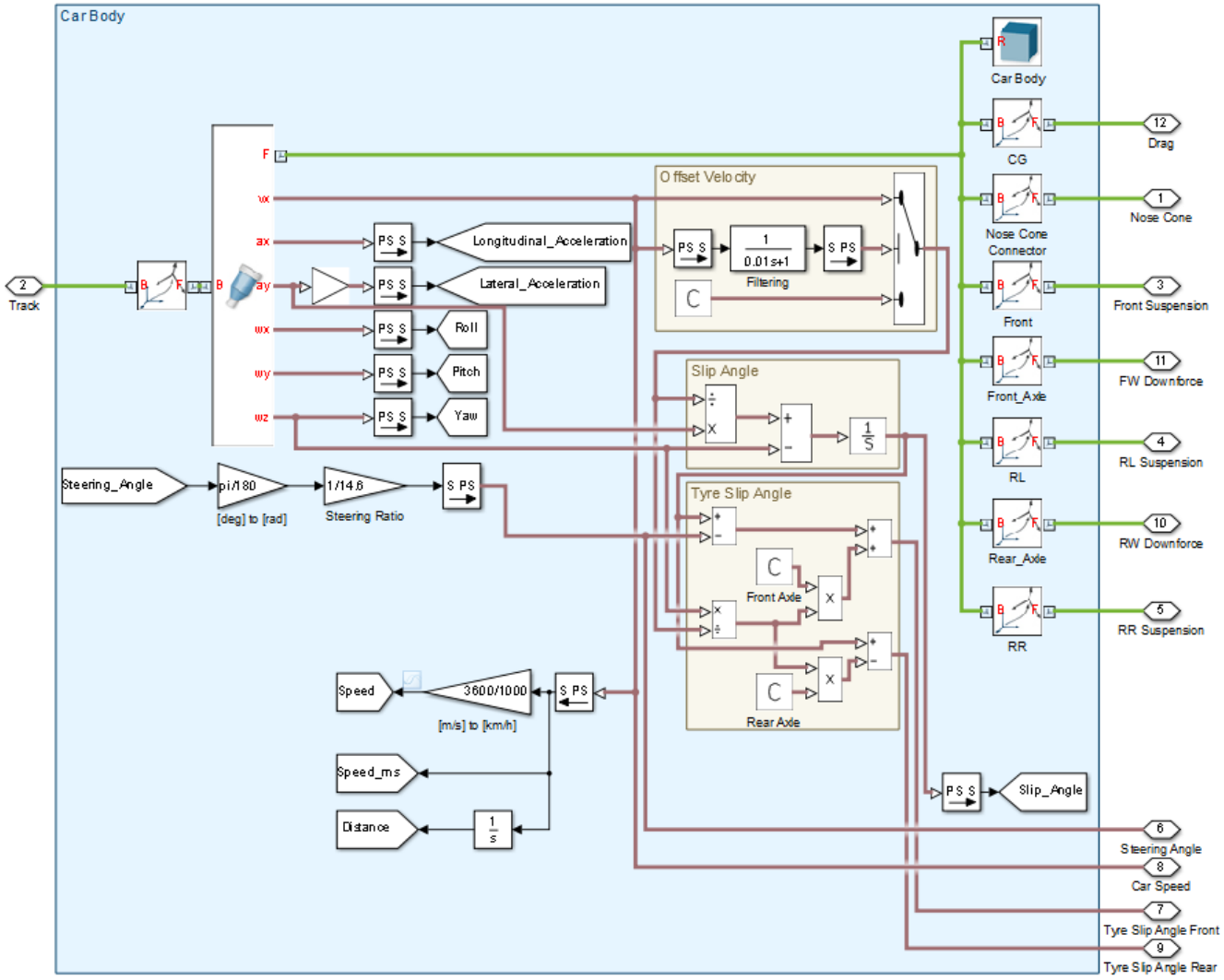


Рисунок 2.22 – Подсистема Car Body описывающая подрессоренную массу автомобиля

Подсистемы, описывающие подрессоренные массы представлены на рисунках 2.23 – 2.26. Эти подсистемы описывают вертикальные перемещения подрессоренных масс, качение колес и контакт шин с дорожным полотном. Подсистемы RL Corner и RR Corner описывают также работу задних подвесок. Передняя подвеска, описывается отдельной подсистемой, представленной на рисунке 2.21 блоком Front Damper.

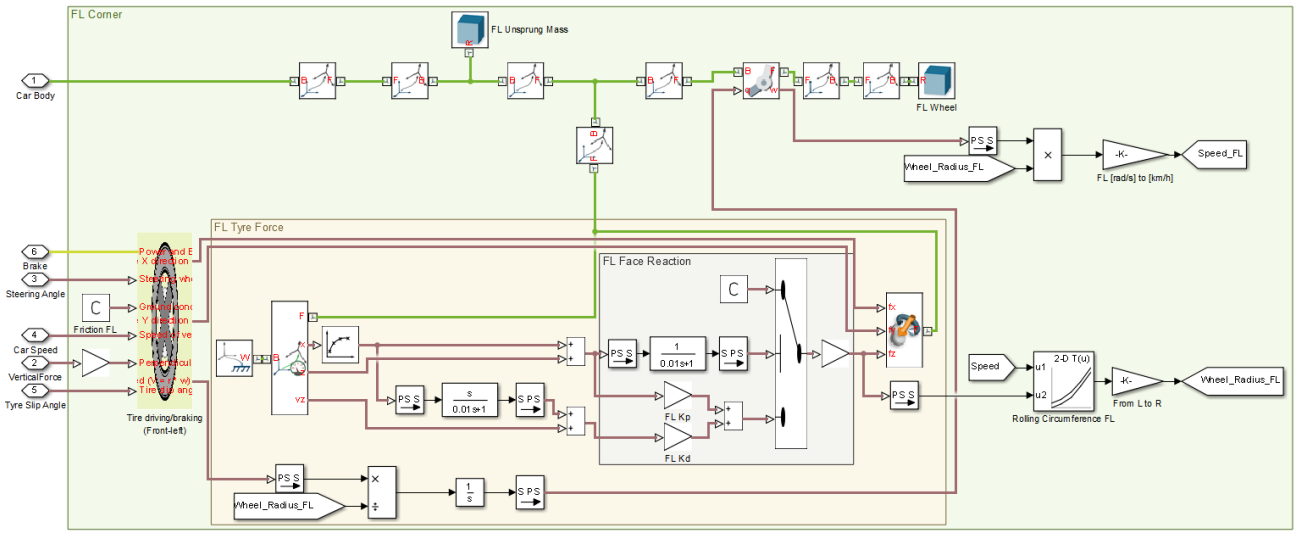


Рисунок 2.23 – Подсистема FL Corner описывающая левую переднюю неподрессоренную массу автомобиля

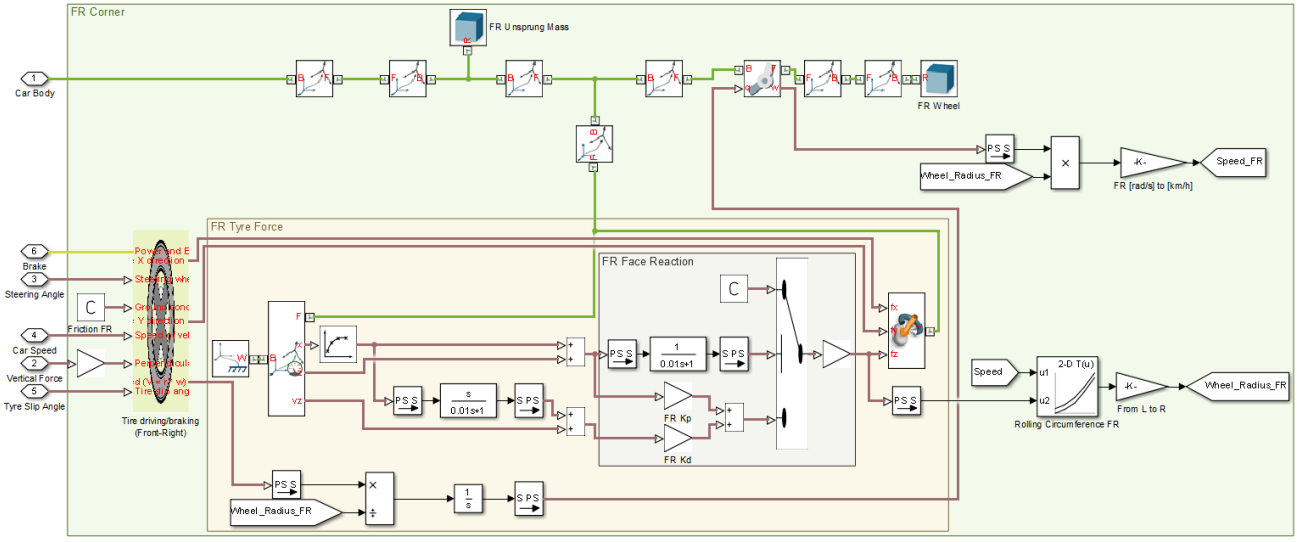


Рисунок 2.24 – Подсистема FR Corner описывающая правую переднюю неподрессоренную массу автомобиля

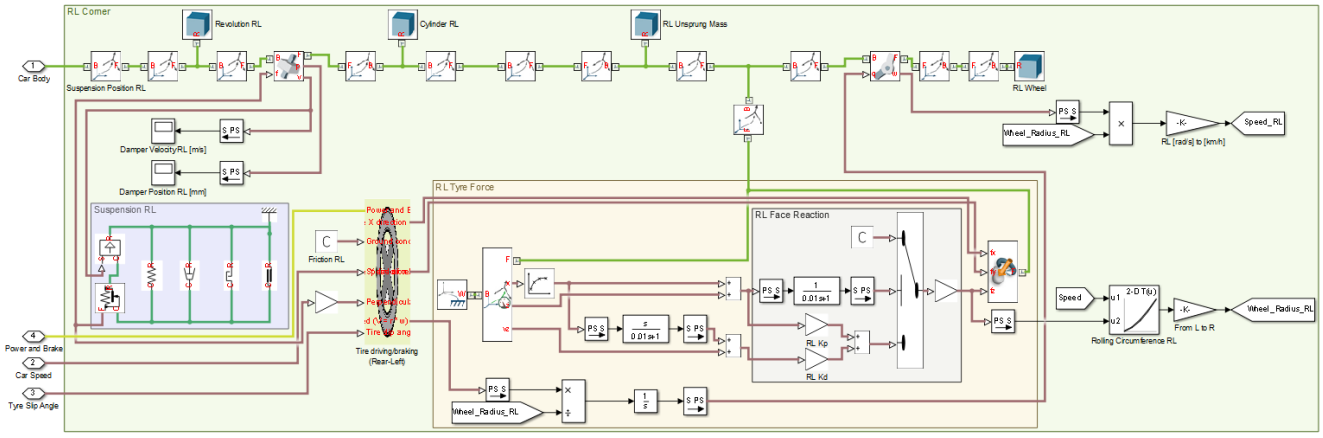


Рисунок 2.25 – Подсистема RL Corner описывающая левую заднюю неподрессоренную массу автомобиля

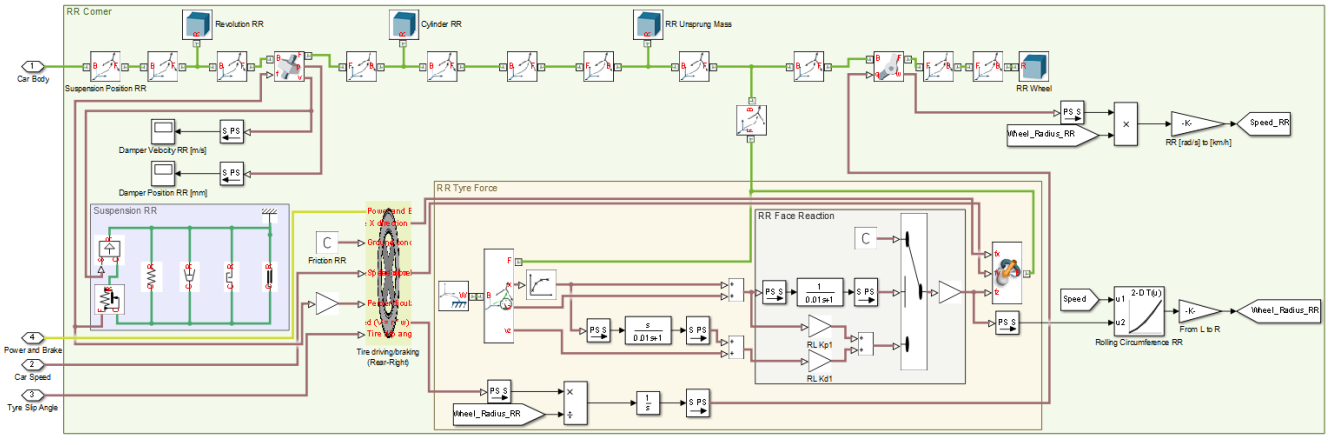


Рисунок 2.26 – Подсистема RR Corner описывающая правую заднюю неподрессоренную массу автомобиля

Радиусы качения колес представляют собой величины, зависящие от скорости движения автомобиля. Таким образом, смоделированы растягивания упругих шин под действием центробежных сил.

На рисунках 2.27 и 2.28 приведена зависимость длины окружности качения передних и задних колес от скорости движения автомобиля [113].

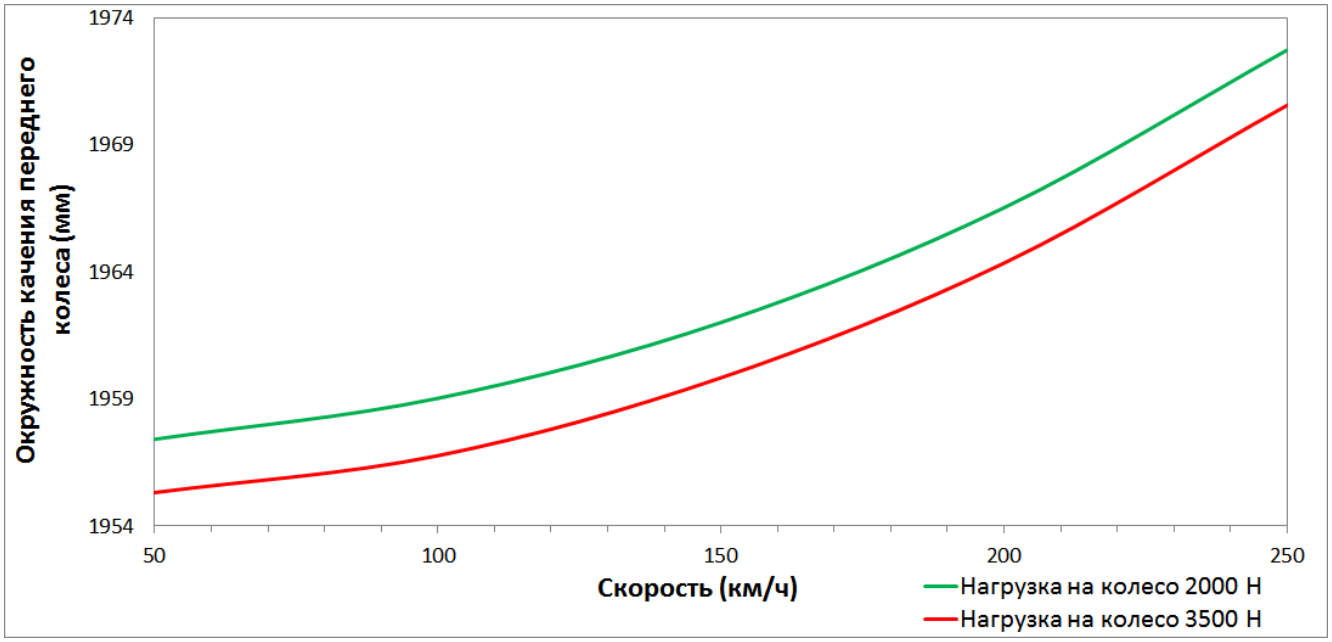


Рисунок 2.27 – Зависимость длины окружности переднего колеса от скорости движения автомобиля

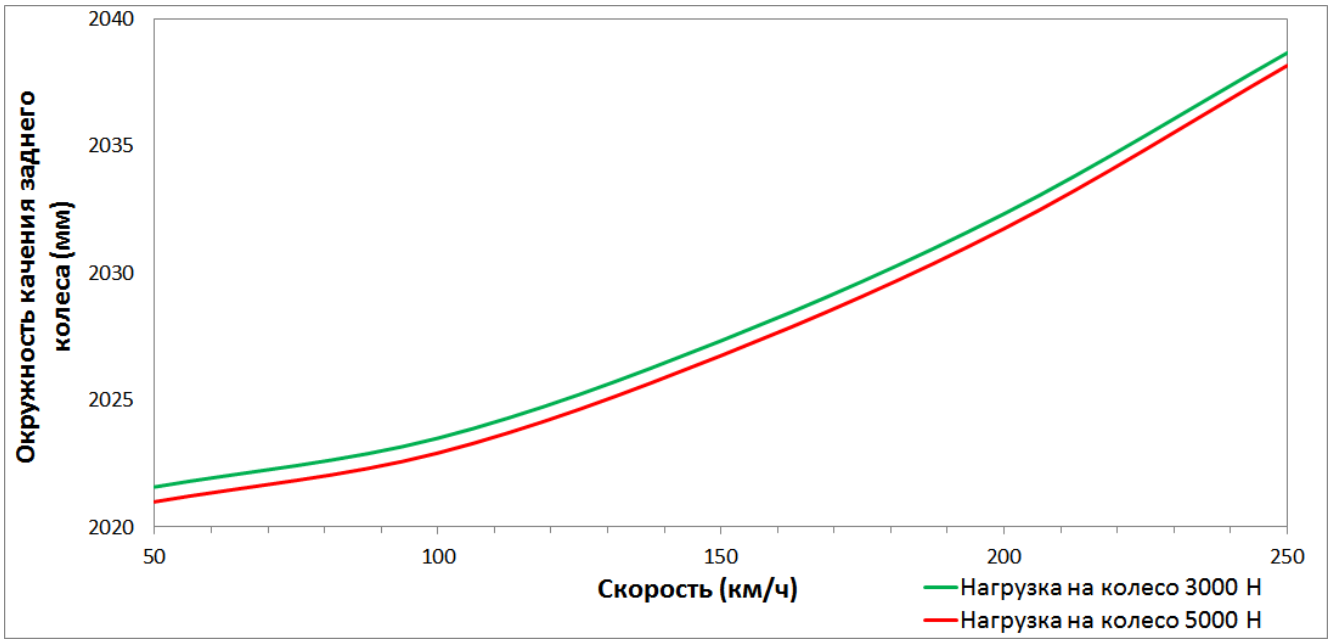


Рисунок 2.28 – Зависимость длины окружности заднего колеса от скорости движения автомобиля

Подсистема Front Damper, описывающая работу передней подвески представлена на рисунке 2.29. В этой подсистеме также описывается геометрическая связь между левой и правой передними неподрессоренными массами.

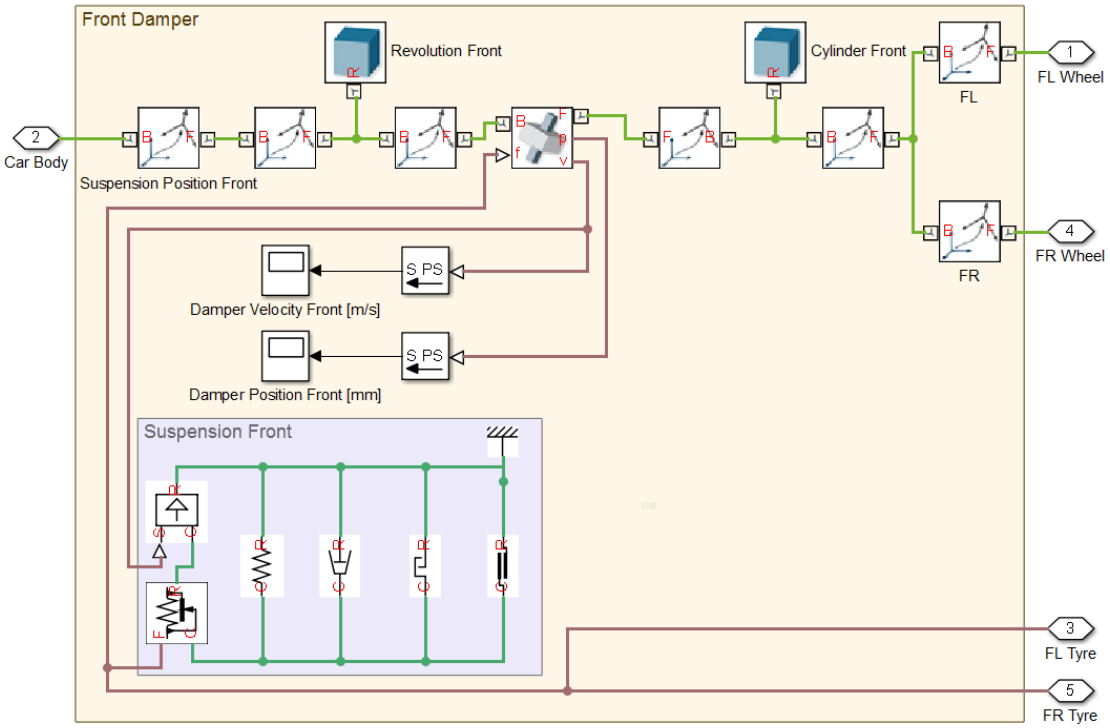


Рисунок 2.29 – Подсистема Front Damper описывающая работу передней подвески

Основные параметры математической модели гоночного автомобиля Даллара Т12, представленные в виде постоянных величин, сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры математической модели движения гоночного автомобиля Даллара Т12

Наименование параметра	Значение
Подрессоренная масса $m_{\text{п}}$, кг	597
Передние неподрессоренные массы $m_{\text{н1}}$ и $m_{\text{н2}}$, кг	25,9
Задние неподрессоренные массы $m_{\text{н3}}$ и $m_{\text{н4}}$, кг	30,6
Момент инерции подрессоренной массы I_x, кг·м²	198
Момент инерции подрессоренной массы I_y, кг·м²	627
Момент инерции подрессоренной массы I_z, кг·м²	575
Расстояния между центром масс кузова автомобиля и передней и задней осями l_1, l_2, мм	1815, 1310
Расстояния между центром масс кузова и левыми и правыми неподрессоренными массами b_1, b_2, мм	815
Состояние статического равновесия h, *мм*	250
Моменты инерции передних колес I_1 и I_2, кг·м²	0,8
Моменты инерции передних колес I_3 и I_4, кг·м²	0,98
Жесткости передних шин $c_{\text{ш1}}$ и $c_{\text{ш2}}$, Н/м	210000
Жесткости задних шин $c_{\text{ш3}}$ и $c_{\text{ш4}}$, Н/м	215000
Коэффициенты демпфирования передних шин $\mu_{\text{ш1}}$ и $\mu_{\text{ш2}}$, Н·с/м	233
Коэффициенты демпфирования задних шин $\mu_{\text{ш3}}$ и $\mu_{\text{ш4}}$, Н·с/м	261
Жесткость передней подвески $c_{\text{п12}}$, Н/м	366817
Жесткость задних подвесок $c_{\text{п3}}$ и $c_{\text{п4}}$,Н/м	139473
Коэффициенты трения скольжения колес f_{xi}, f_{yi}	1,6
Моменты инерции передних колес вместе с элементами механизма рулевого управления относительно осей их поворота I_{z1_1} и I_{z1_2}, кг·м²	0,88
Расстояние между центром масс автомобиля и точкой крепления переднего антикрыла в продольном направлении $l_{\text{кпа}}$, мм	2700

Характеристики передних и задних амортизаторов, определяющие зависимость демпфирующей силы от скорости движения штока при сжатии и отбое, приведены на рисунках 2.30 и 2.31.

Амортизаторы гоночного автомобиля Даллара Т12 имеют несколько характеристик, поэтому характеристики, используемые при моделировании, выделены на рисунках 2.30 и 2.31 красным цветом [113].

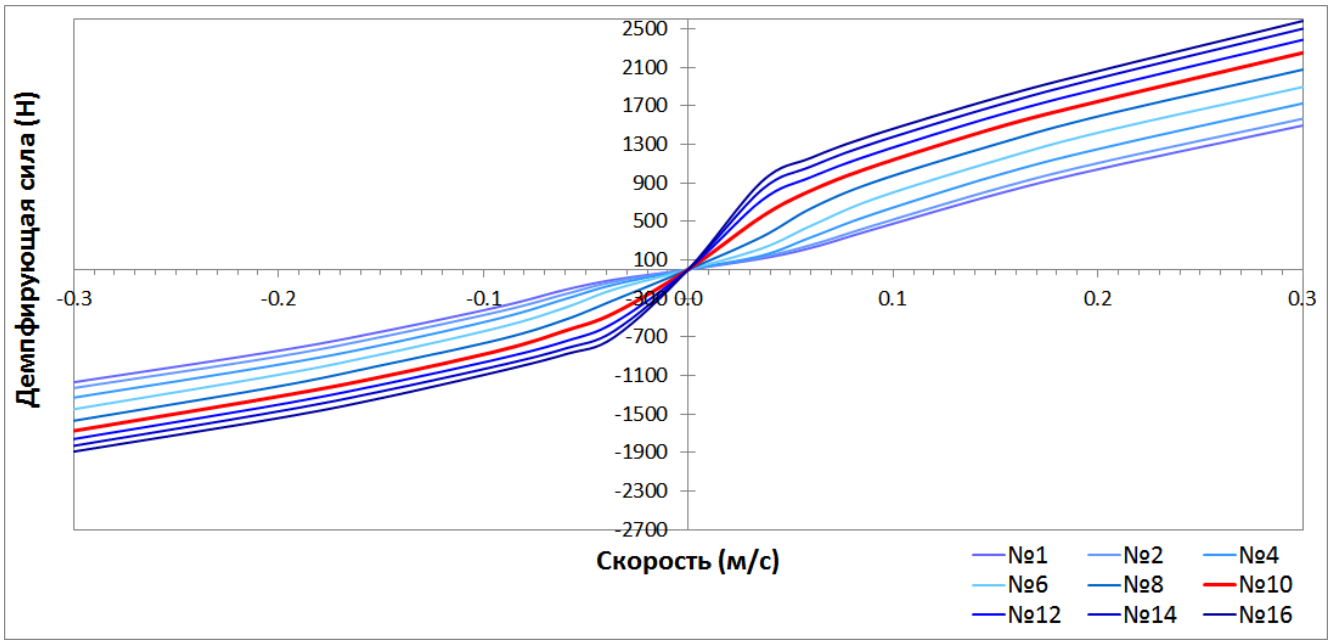


Рисунок 2.30 – Характеристика переднего амортизатора

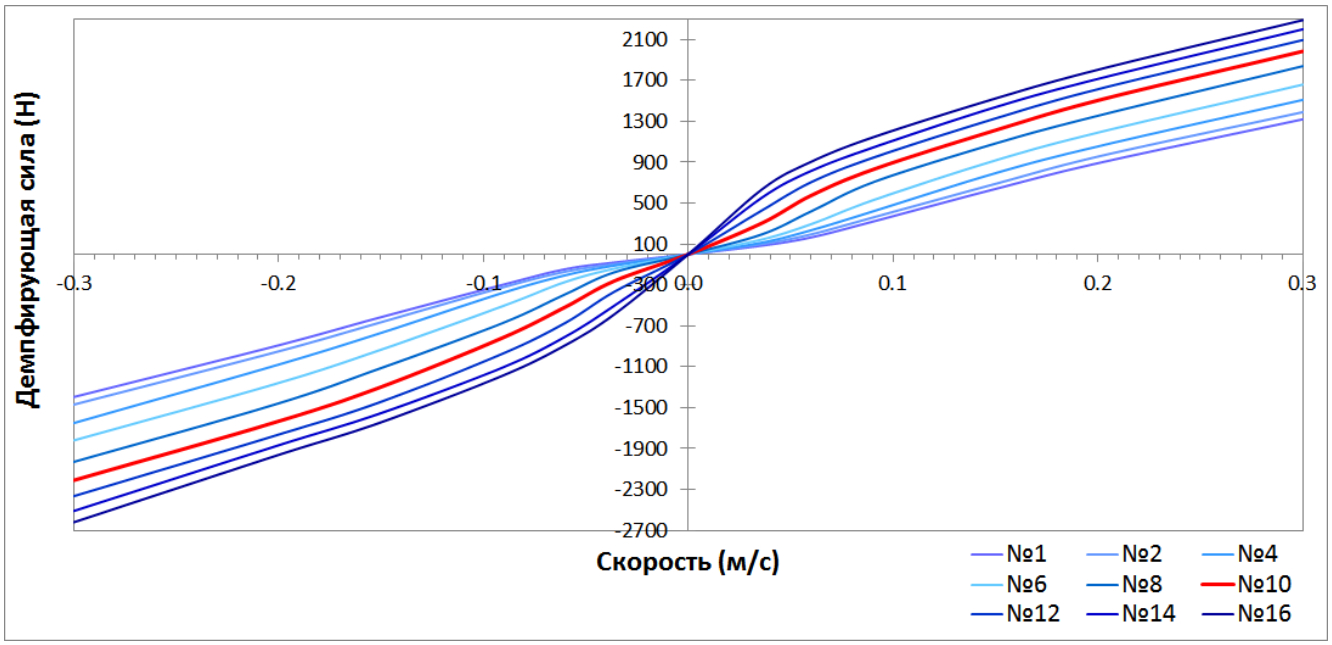


Рисунок 2.31 – Характеристика заднего амортизатора

Подсистема, представленная на рисунке 2.21 блоком Aerodynamic Forces Calculations, представляет собой расчетный модуль, формирующий значения аэродинамических нагрузок в зависимости от скорости движения автомобиля. В развернутом виде подсистема Aerodynamic Forces Calculations приведена на рисунке 2.32.

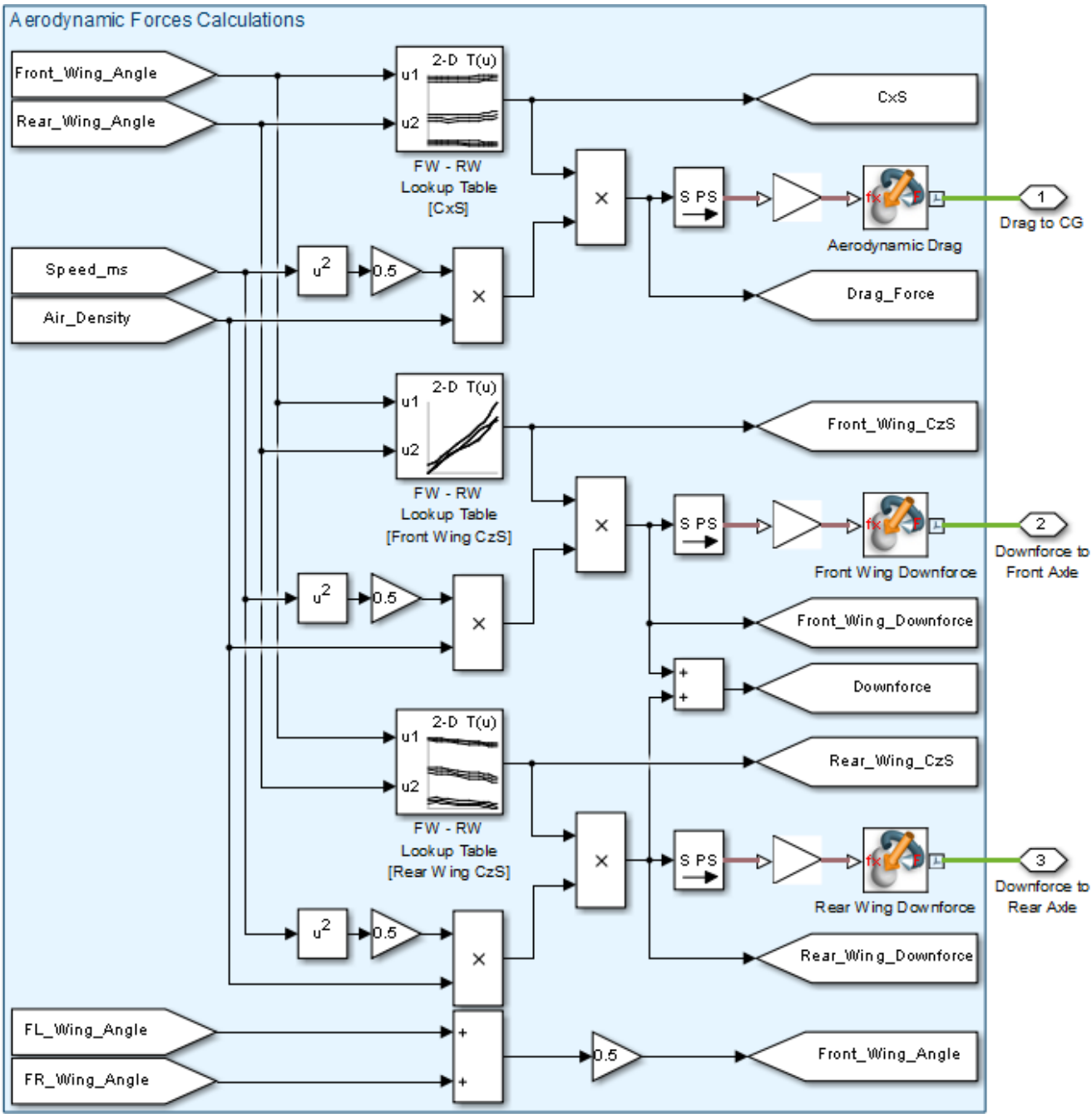


Рисунок 2.32 – Подсистема Aerodynamic Forces Calculations формирующая значения аэродинамических нагрузок

В этой подсистеме, значения произведения коэффициентов аэродинамических сил и характерной аэродинамической площади зависят от углов атаки переднего и заднего антикрыльев [113].

Так на рисунке 2.33 приведена зависимость произведения $c_x S$, определяющего значение силы лобового сопротивления, от углов атаки переднего и заднего антикрыльев.

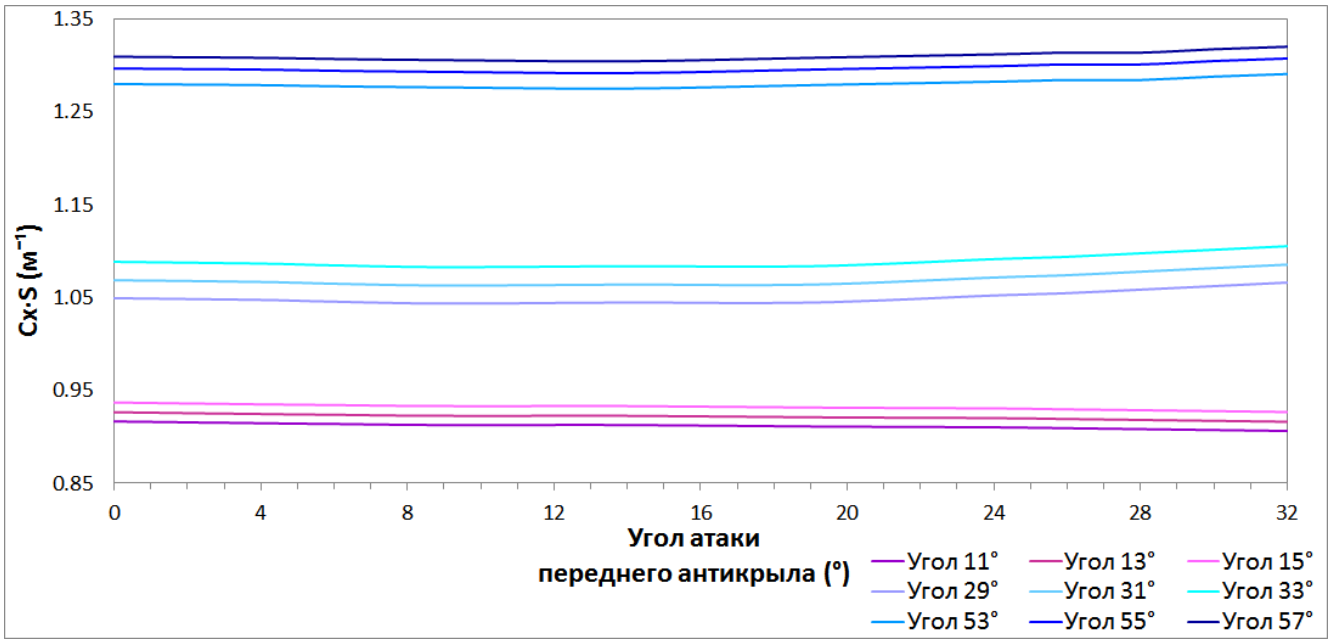


Рисунок 2.33 – Зависимость произведения $c_x S$ от углов атаки переднего и заднего антикрыльев

На рисунке 2.33 значения угла атаки переднего антикрыла приведены на оси абсцисс, а значения угла атаки заднего антикрыла представлены в виде набора кривых (11, 13, 15, 29, 31, 33, 53, 55 и 57°).

На рисунке 2.34 приведена зависимость произведения $c_z S$ для переднего антикрыла, определяющего значение прижимной силы на передней оси автомобиля, от углов атаки переднего и заднего антикрыльев.

На рисунке 2.35 приведена зависимость произведения $c_z S$ для заднего антикрыла, определяющего значение прижимной силы на задней оси автомобиля, от углов атаки переднего и заднего антикрыльев.

Переднее антикрыло гоночного автомобиля Даллара T12 смоделировано в виде балки с поперечным сечением, соответствующим профилю антикрыла, и разбитой на конечные элементы длиной 25 мм по продольной оси антикрыла, соединенных между собой шарнирами, моделирующими изгибные и крутильные характеристики.

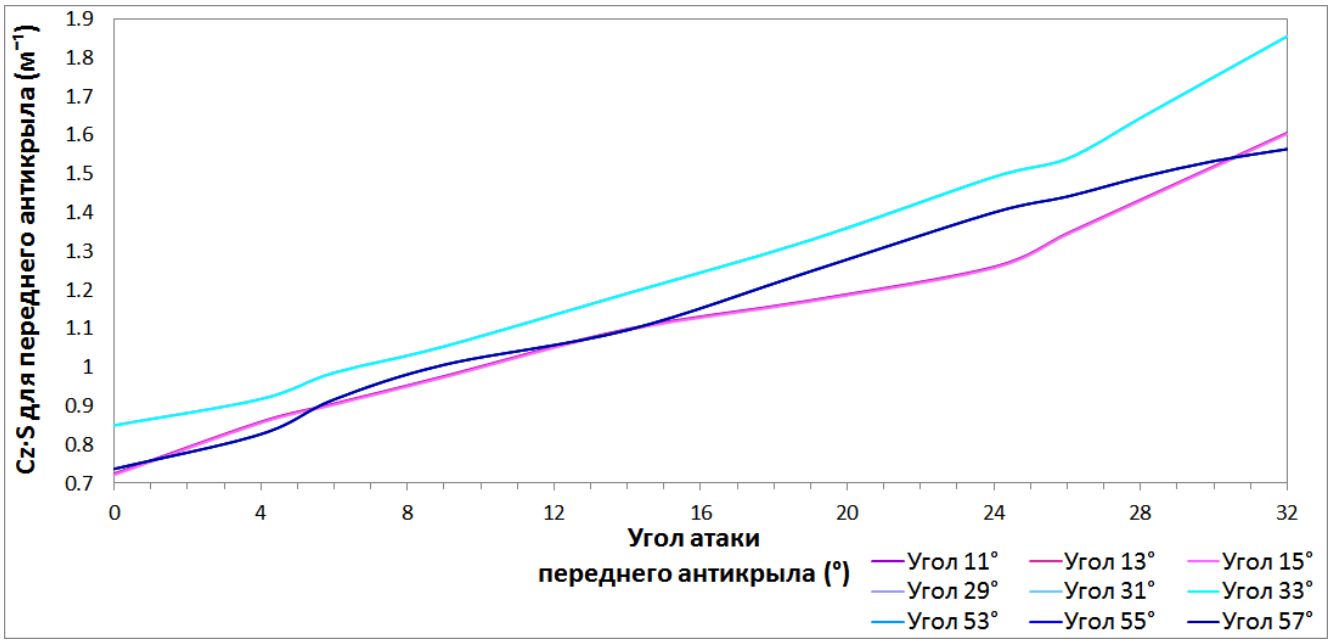


Рисунок 2.34 – Зависимость произведения $c_z S$ для переднего антикрыла от углов атаки переднего и заднего антикрыльев

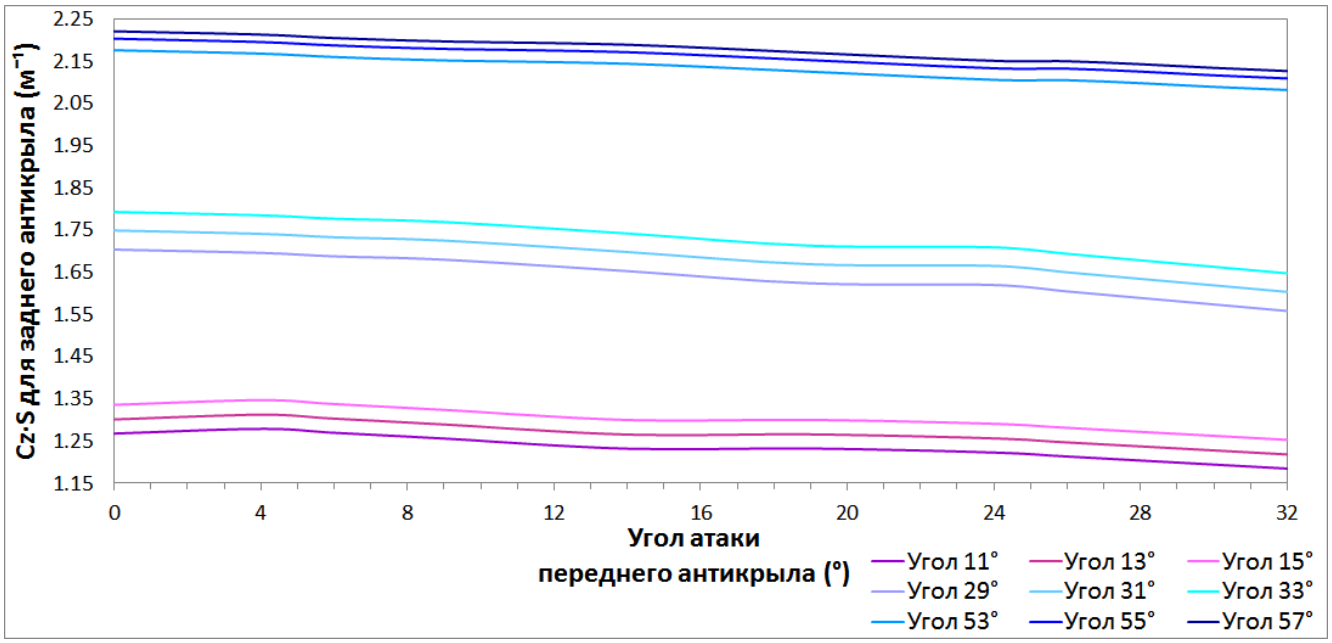


Рисунок 2.35 – Зависимость произведения $c_z S$ для заднего антикрыла от углов атаки переднего и заднего антикрыльев

Подсистема Front Wing, описывающая колебания антикрыла, приведена на рисунке 2.36.

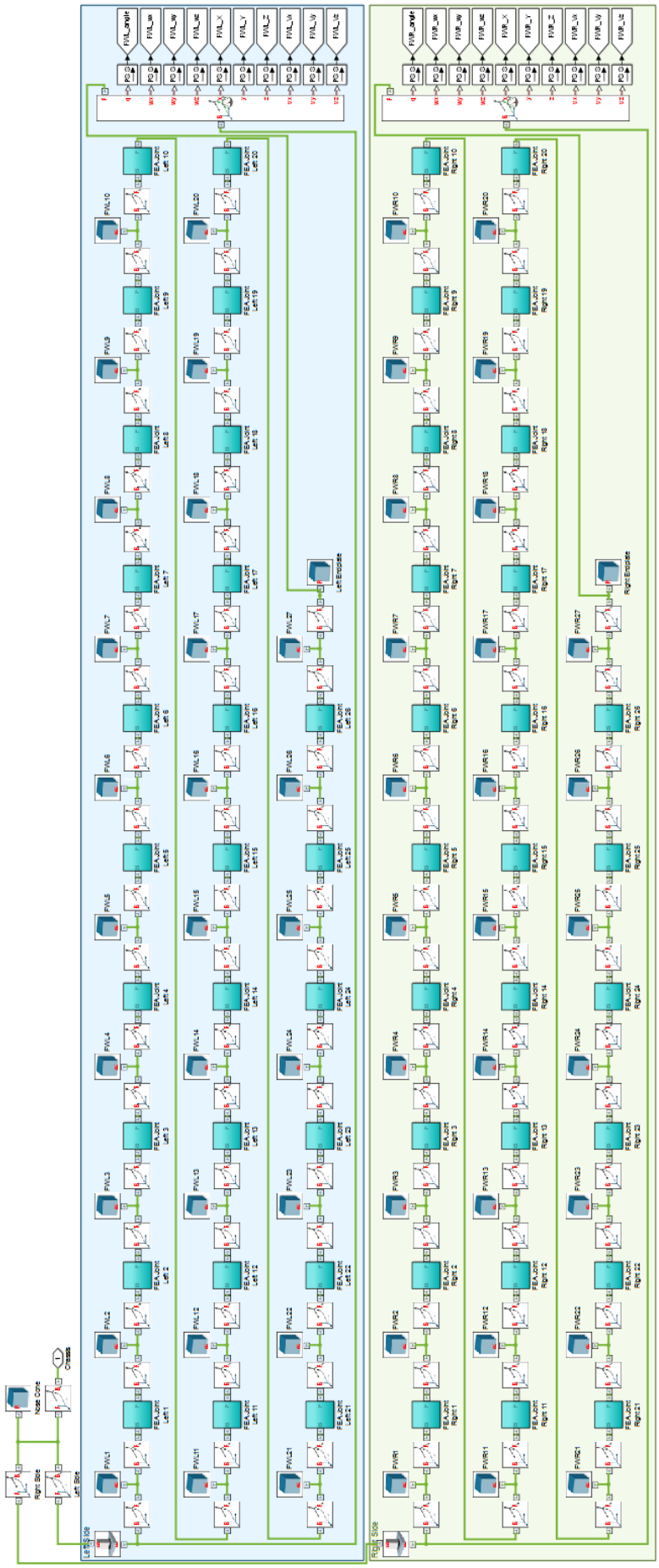


Рисунок 2.36 – Подсистема Front Wing описывающая колебания антикрыла

На рисунке 2.37 представлена подсистема Engine, описывающая работу двигателя автомобиля.

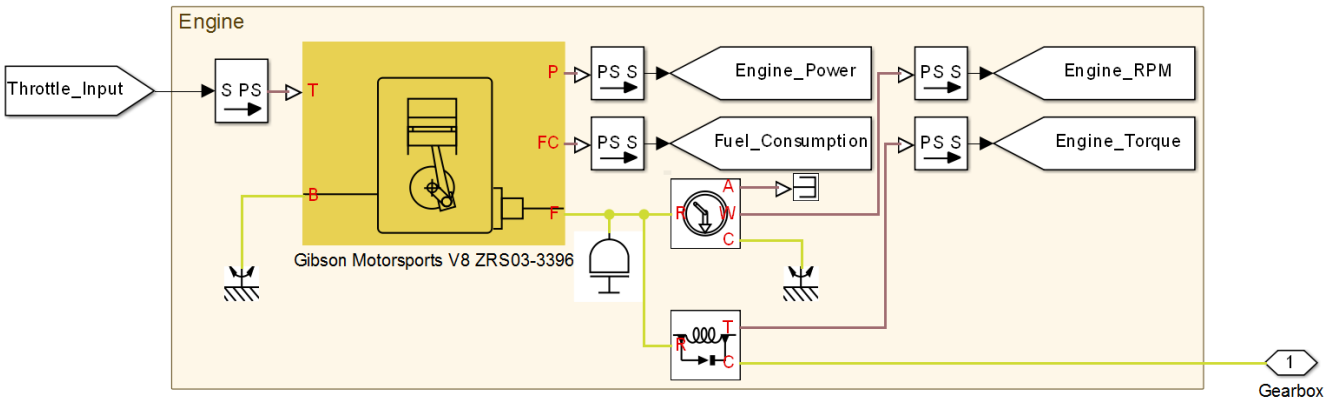


Рисунок 2.37 – Подсистема Engine описывающая работу двигателя автомобиля

Характеристика двигателя, определяющая зависимость его мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала приведена на рисунке 2.38.

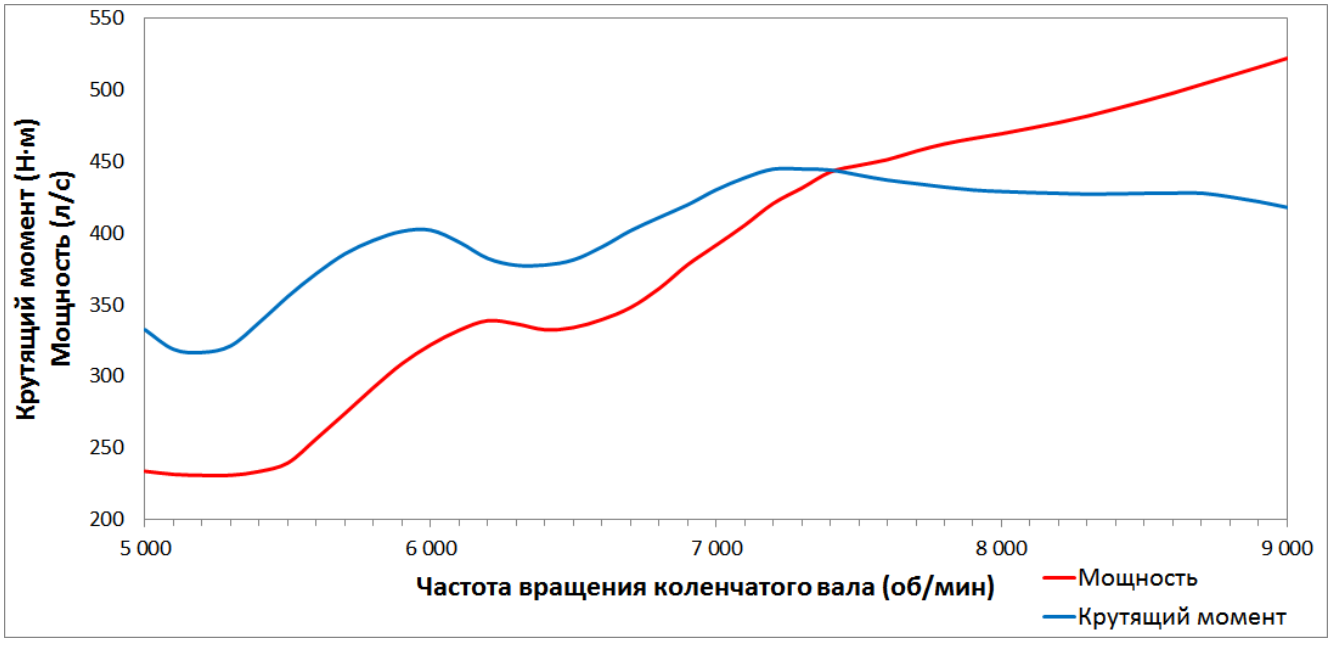


Рисунок 2.38 – Характеристика двигателя гоночного автомобиля Даллара T12

На рисунке 2.39 представлена подсистема Gearbox, описывающая коробку перемены передач автомобиля.

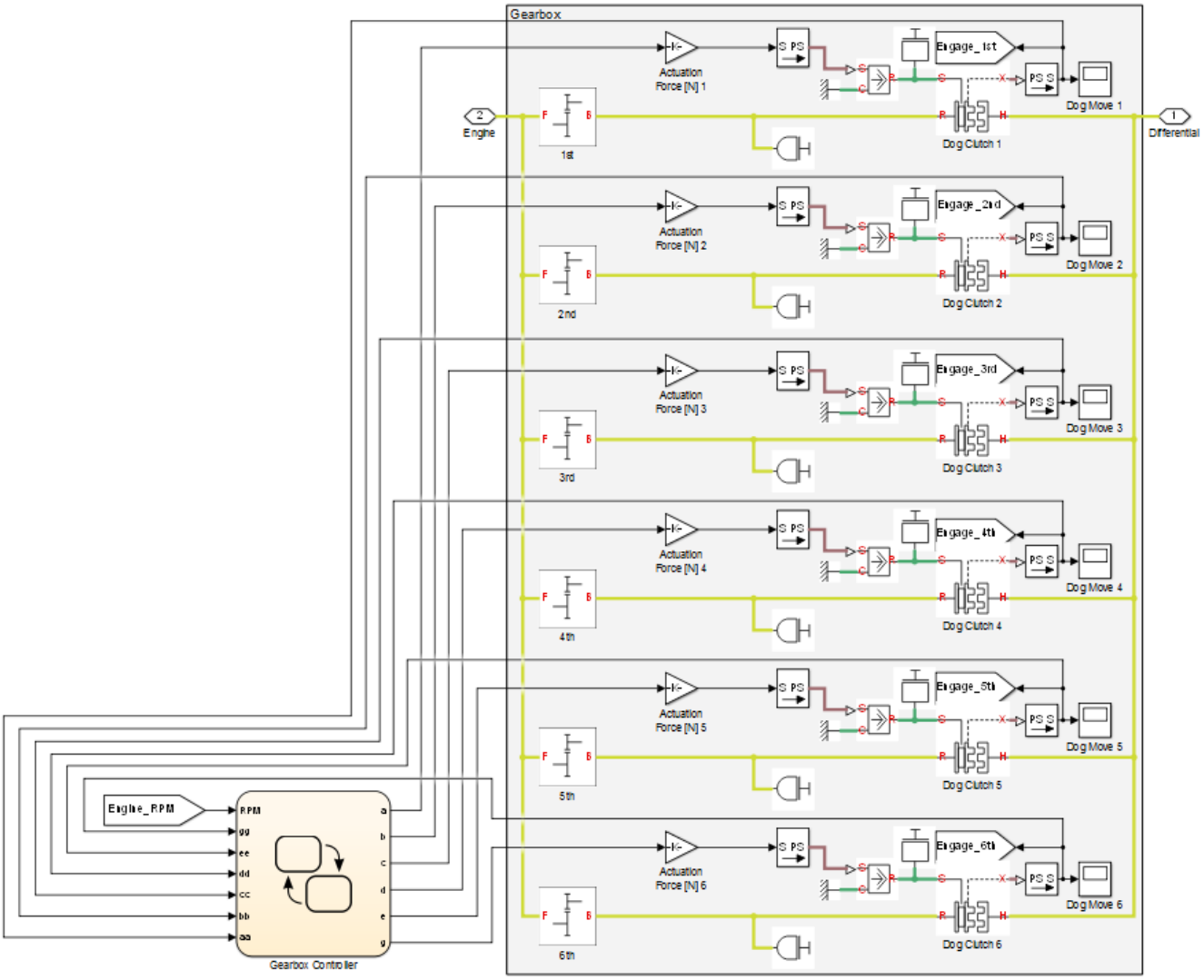


Рисунок 2.39 – Подсистема Gearbox описывающая коробку перемены передач

На рисунке 2.40 приведена характеристика коробки перемены передач. На гоночном автомобиле Даллара T12 конструкция коробки перемены передач позволяет изменять передаточные отношения передач со 2-й по 6-ю, путем замены шестерней. При этом 1-я передача остается неизменной. Поэтому на рисунке 2.40 передачи, используемые при моделировании движения гоночного автомобиля Даллара T12, выделены красным цветом.

На рисунке 2.39, блок Gearbox Controller, представляет собой контроллер осуществляющий переключение передач. Алгоритм переключения передач, реализуемый в этом блоке, составлен при помощи инструмента State Flow в среде MATLAB – Simulink и подробно представлен на рисунке 2.41.

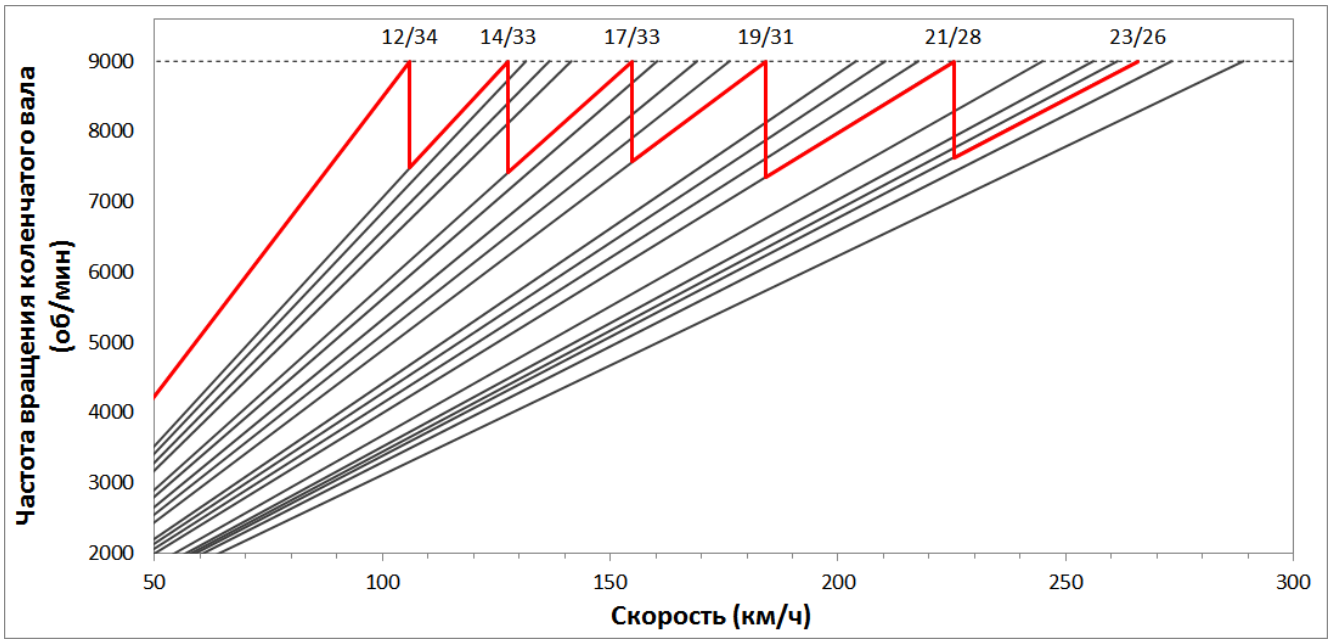


Рисунок 2.40 – Характеристика коробки перемены передач гоночного автомобиля Даллара T12

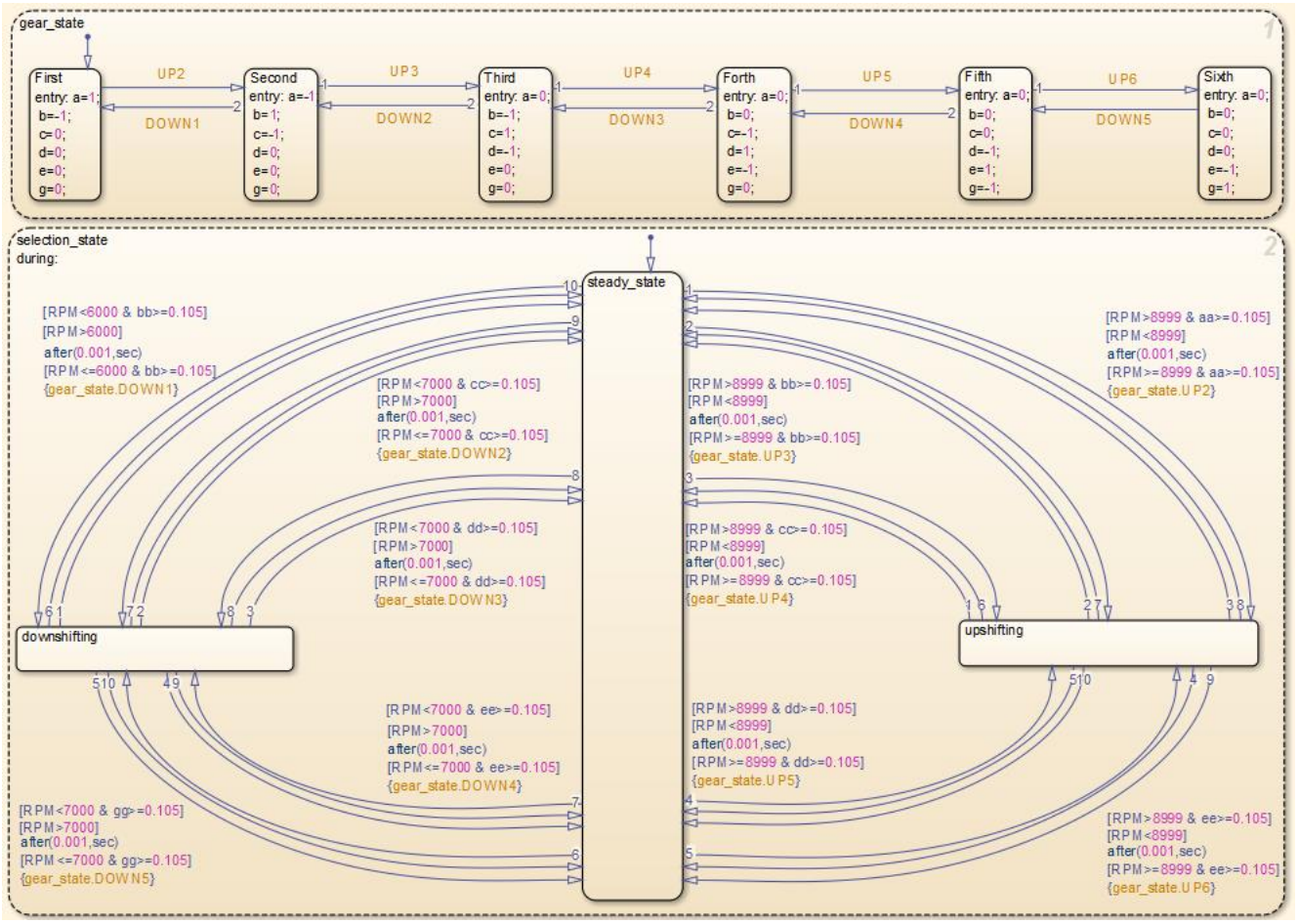


Рисунок 2.41 – Алгоритм переключения передач реализуемый блоком Gearbox Controller

На рисунке 2.42 представлена подсистема Braking System, описывающая работу тормозной системы автомобиля.

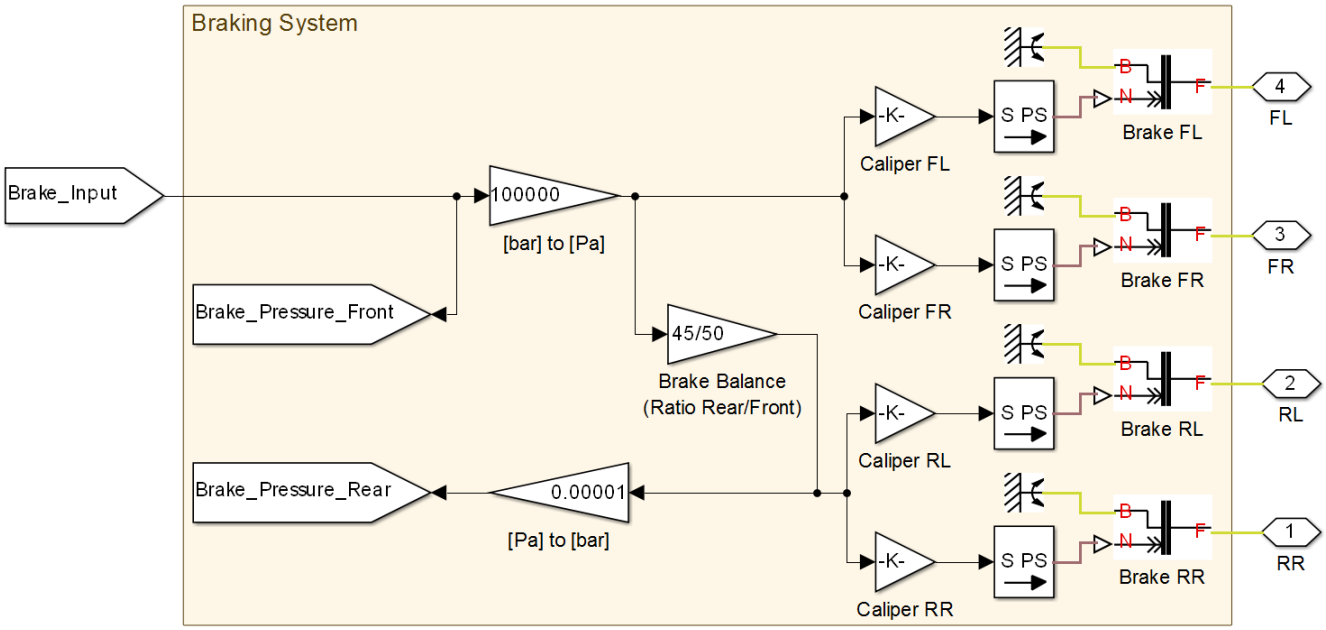


Рисунок 2.42 – Подсистема Braking System описывающая работу тормозной системы гоночного автомобиля Даллара T12

Передача крутящего момента с коробки перемены передач на колеса автомобиля осуществляется через дифференциал, представленный подсистемой Differential (рисунок 2.43). Эта подсистема также содержит понижающую передачу с отношением 10/35.

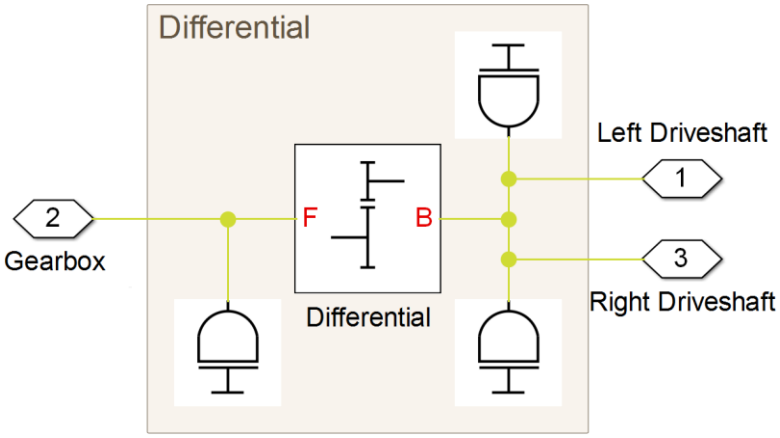


Рисунок 2.43 – Подсистема Differential описывающая дифференциал гоночного автомобиля Даллара T12

Управляющие воздействия со стороны водителя в виде нажатий на педали газа и тормоза, необходимые для работы элементов трансмиссии автомобиля, а так же повороты рулевого колеса для изменения траектории движения, задаются подсистемой Driver Input. В развернутом виде эта подсистема представлена на рисунке 2.44.

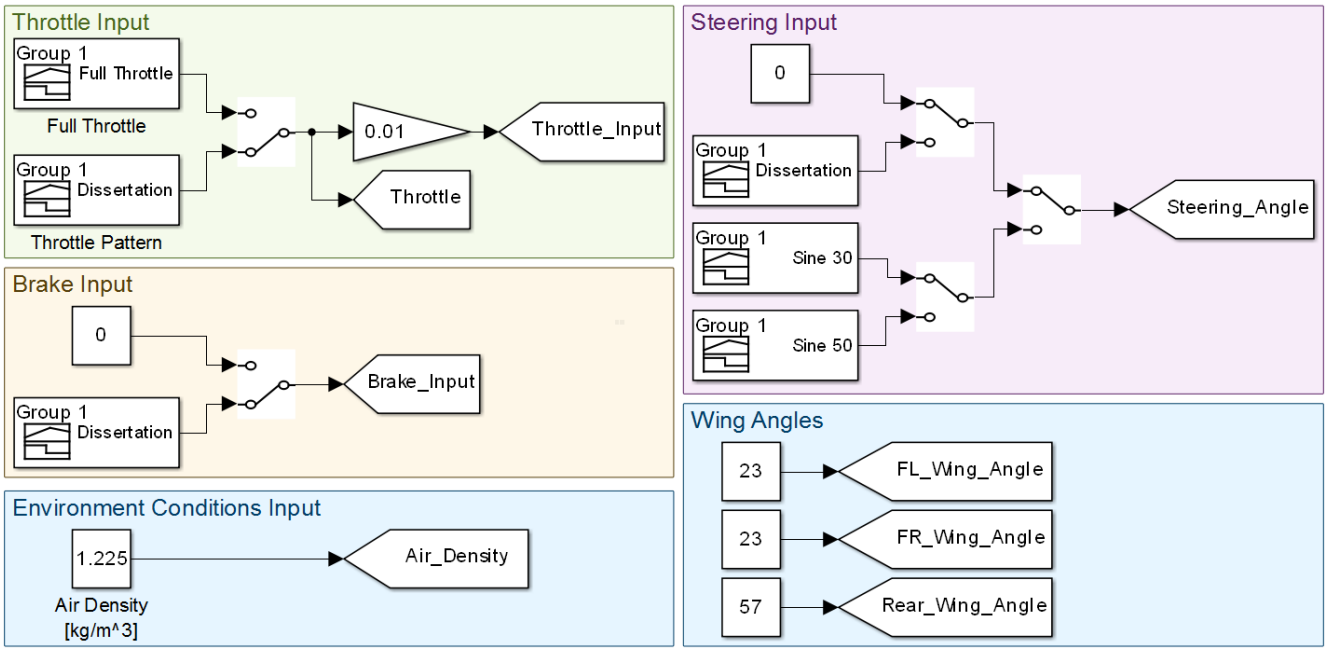


Рисунок 2.44 – Подсистема Driver Input определяющая управляющие воздействия со стороны водителя

В этой подсистеме задаются также значения углов атаки антикрыльев и плотности воздуха, необходимые для расчета аэродинамических сил.

Опорная поверхность, по которой движется автомобиль, моделирующая дорожное полотно, описывается подсистемой Track, представленной на рисунке 2.45.

Оперируя параметрами блока course, можно задавать различные профили дорожного полотна для анализа их влияния на характеристики вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12.

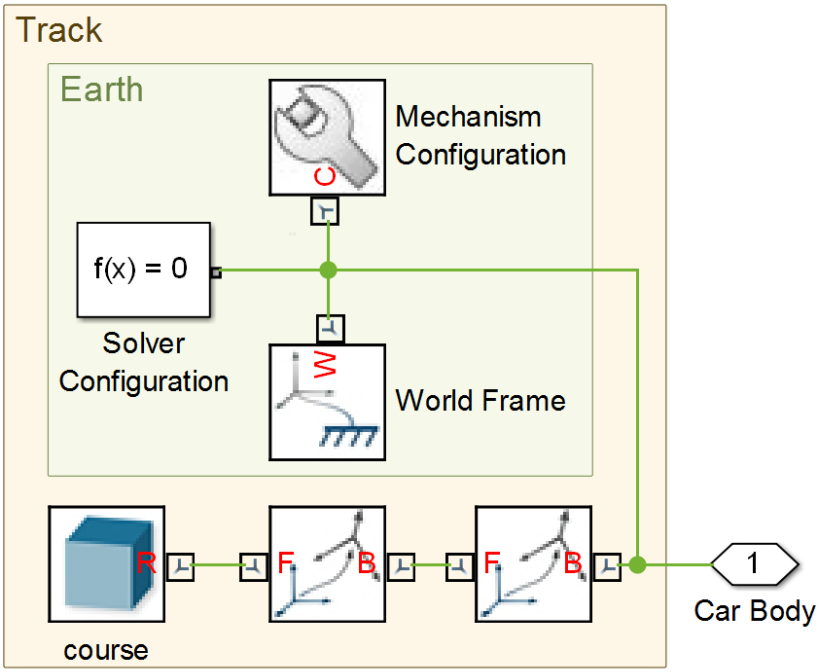


Рисунок 2.45 – Подсистема Track определяющая профиль дорожного полотна

Анализ результатов моделирования осуществляется при помощи подсистемы Data Analysis, приведенной на рисунке 2.46. Эта подсистема записывает изменения всех параметров математической модели, и поэтому представляет полную информацию о движении гоночного автомобиля Даллара T12 в каждый момент времени моделирования.

Предложенная математическая модель позволяет определить колебания любой точки гоночного автомобиля Даллара T12, поэтому может быть использована не только для анализа вибраций аэродинамических элементов, но и для исследования колебаний сидения гонщика и элементов трансмиссии, что может быть полезно при оценке комфорта езды и надежности автомобиля.

Гибкая форма структуры модели, разработанной в среде MATLAB – Simulink позволяет адаптировать ее для анализа динамики движения других типов скоростных транспортных средств.

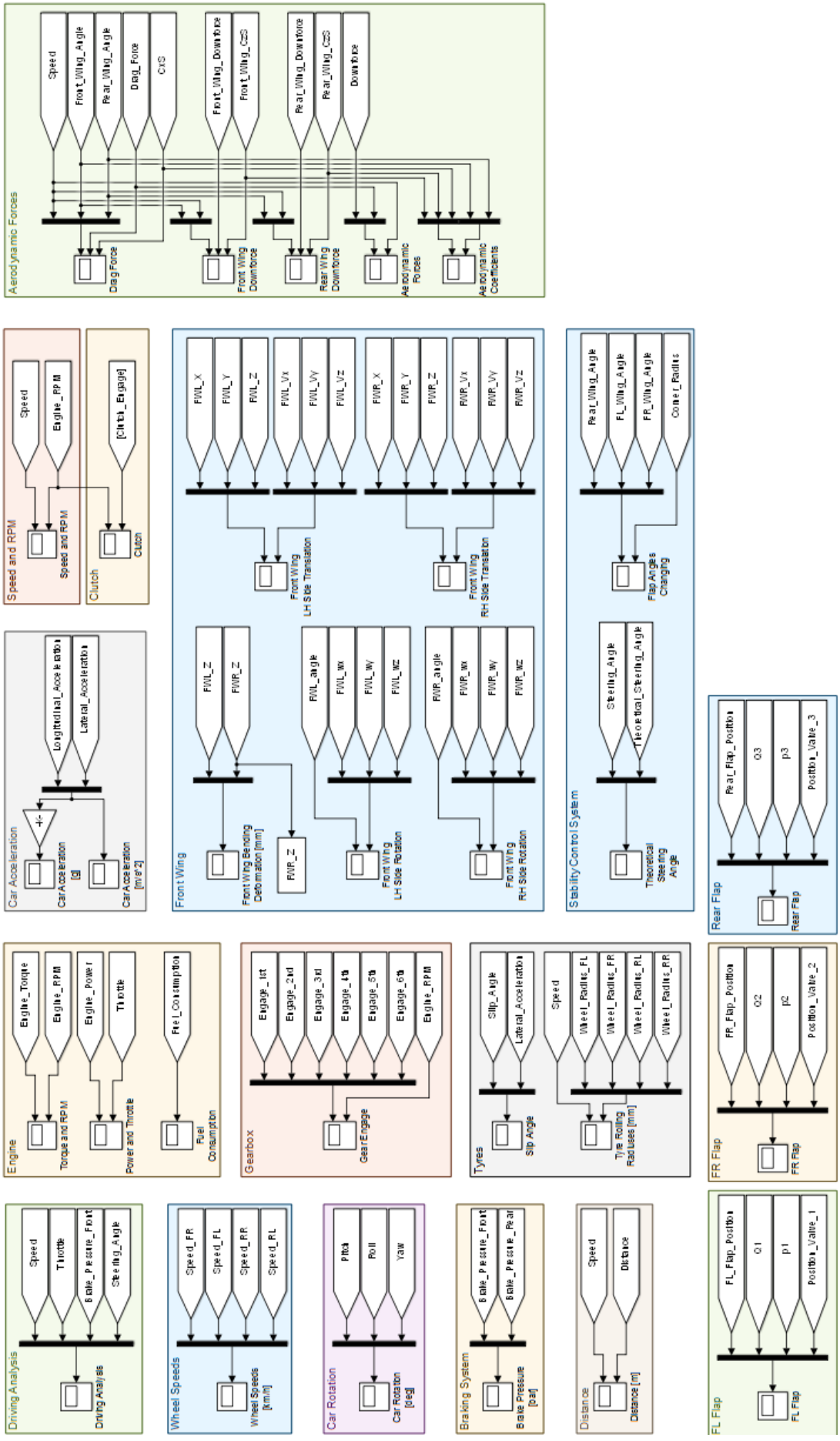


Рисунок 2.46 – Подсистема Data Analysis для анализа результатов моделирования

Для проверки адекватности разработанной математической модели необходимо провести сравнение расчетных характеристик колебательных процессов, полученных в результате моделирования, с данными экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла [29].

2.3 Спектральный анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Для анализа влияния вибраций аэродинамических элементов скоростных транспортных средств на уровень генерируемой ими прижимной силы необходимо располагать как можно большей информацией о характеристиках этих вибраций.

При этом колебания аэродинамических элементов представляют собой случайный нестационарный процесс, зависящий от множества факторов: профиль дороги, скорость, вибрации трансмиссии, перемещения воздушных масс и т.д.

Из-за случайного характера вибраций аэродинамических элементов решать задачу воздействия этих вибраций на прижимную силу автомобиля следует при помощи спектрального анализа [10, 21, 25, 52, 57].

Спектральный анализ позволяет представить распределение энергии колебаний по частотам. Интервалы частот с наибольшей энергией, указывают на то, что колебания с этими частотами происходят наиболее часто, или же обладают наибольшей амплитудой [2, 79, 84].

Полученные в результате проведения экспериментальных исследований графики вертикальных перемещений переднего антикрыла (рисунки 2.11, 2.12, 2.13), целесообразно представить в виде энергетических спектров, распределяющих энергию этих колебаний в частотной области, и называемых спектральной плотностью мощности колебаний.

Для проверки адекватности математической модели, разработанной в п. 2.2, следует провести три независимых моделирования, задавая в каждом из них возмущающие воздействия и параметры движения, соответствующие каждому характерному случаю, рассмотренному в п. 2.1.

При моделировании каждого характерного случая, необходимо измерять колебания точки модели, соответствующей месту крепления датчика измерения клиренса во время проведения экспериментальных исследований на реальном автомобиле.

Для измеренных перемещений этой точки, следует составить энергетические спектры, и поместить их на тоже поле графика, что и энергетические спектры, составленные по экспериментальным данным.

Сравнение на одном поле графика двух спектров, построенных на основе экспериментальных данных и результатов моделирования, позволяет оценить адекватность разработанной модели реальным процессам, происходящим при езде по трассе.

Расчет спектральной плотности мощности колебаний выполнялся с помощью расчетного модуля sptool вычислительного комплекса MATLAB [40, 99].

Построение энергетического спектра колебаний осуществлялось методом быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Возможности вычислительного комплекса MATLAB позволяют выполнять как одномерное, так и двумерное быстрое преобразование Фурье. Для одномерного массива данных x, длинной равной N, прямое и обратное преобразование Фурье можно посчитать по формулам [2]:

$$X(k) = \sum_{i=1}^{N} x(i) e^{\frac{2\pi N}{(i-1)(k-1)}}; \tag{2.22}$$

$$x(k) = \sum_{k=1}^{N} X(k) e^{\frac{-2\pi N}{(i-1)(k-1)}}. \tag{2.23}$$

Алгоритм быстрого преобразования Фурье позволяет существенно сократить время расчета, обусловленного интегрированием быстроизменяющихся зависимостей. Метод БПФ особенно эффективен, если число обрабатываемых элементов кратно 2^n, где n – целое число.

При расчете в среде MATLAB – Simulink разработанной математической модели для 1-го характерного случая, наезд на бордюр при входе в кривую №9, моделировался изменением профиля дорожного полотна. Характер этого изменения представлен на рисунке 2.47.

График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 1-го характерного случая, представлен на рисунке 2.48.

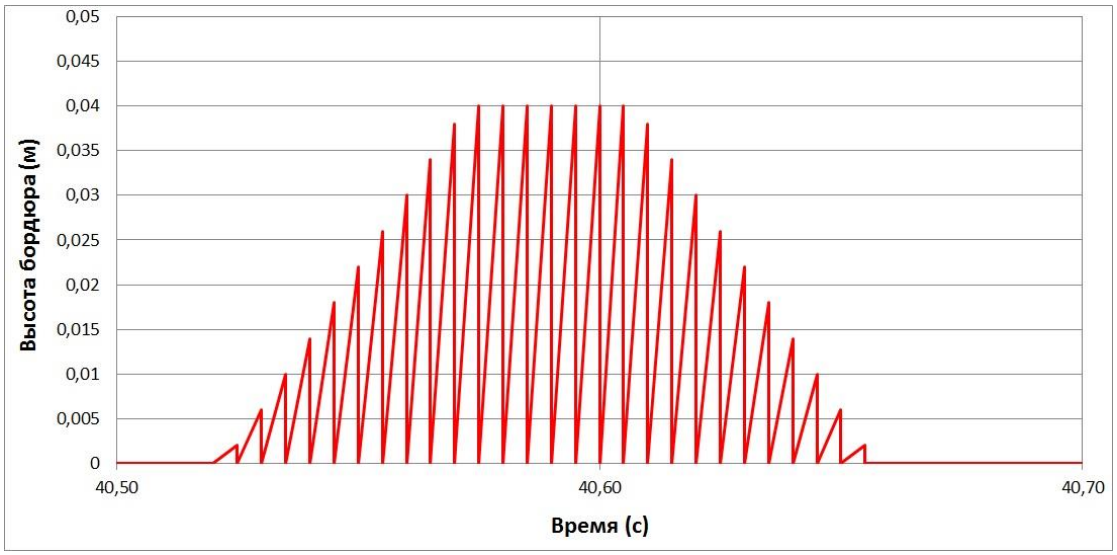


Рисунок 2.47 – Характер изменения профиля дорожного полотна при моделировании 1-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

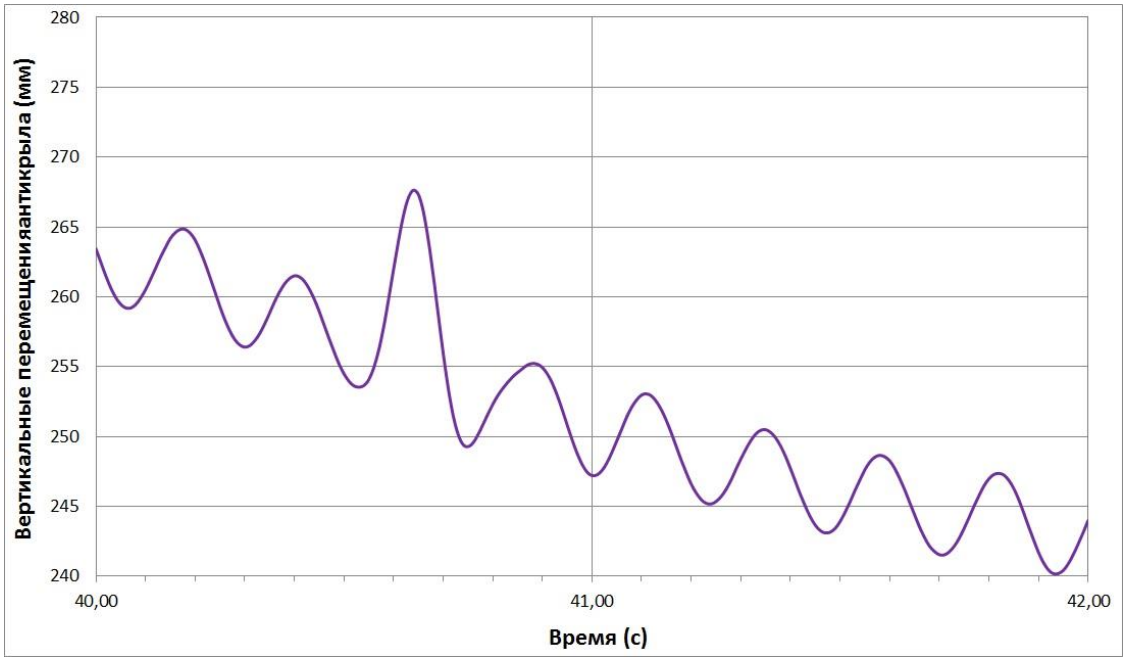


Рисунок 2.48 – График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 1-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

Спектральная плотность мощности колебаний антикрыла для 1-го характерного случая, когда автомобиль на постоянной скорости 85 км/ч заезжает левыми колесами на бордюр высотой 4 см, приведена на рисунке 2.49. На этом рисунке показаны спектры, построенные по экспериментальным данным (рисунок 2.11) и результатам моделирования (рисунок 2.48).

Временной интервал 1-го характерного случая равен 2 с. Измерения вертикального положения антикрыла осуществлялись с частотой 100 Гц, поэтому спектр построен на основе 200 значений.

Для отображения спектральной плотности мощности колебаний *S(f)* в масштабе, удобном для визуального восприятия, каждое значение спектра было умножено на соответствующую частоту *f*. Таким образом, на рисунке 2.49 представлен спектр *fS(f)*.

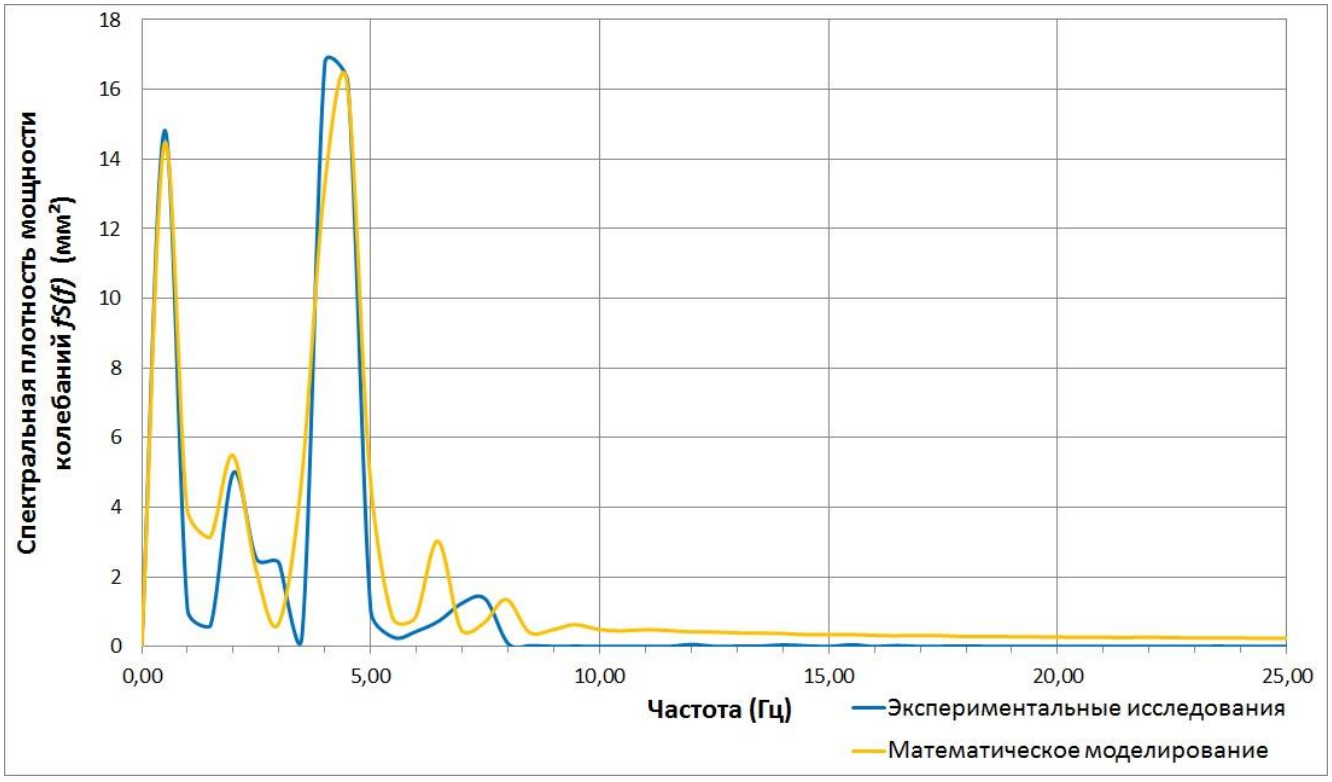


Рисунок 2.49 – Спектральная плотность мощности колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 в 1-м характерном случае для экспериментальных исследований и математического моделирования

Для спектра, построенного по экспериментальным данным, взяты колебания антикрыла во время прохождения «лучшего» круга гонщика, соответствующего измерению «испытание №7».

Анализируя этот спектр можно сделать вывод, что наибольшей энергией в 1-м характерном случае обладают колебания с частотами, близкими к 0,6 и 4,5 Гц. Так же значительная часть энергии колебаний расположена в районе 2 Гц.

Распределение энергии по этим частотам обуславливается низкочастотными колебаниями, с большими амплитудами, возникающими в результате езды по высокому бордюру на низкой скорости.

Колебания с частотами близкими к 0,6 и 2 Гц соответствуют 1-му и 2-му резонансам шасси автомобиля, т. е. колебаниям подрессоренной массы автомобиля на его подвеске и колебаниям подрессоренных масс на шинах. Колебания с частотами близкими к 4,5 Гц соответствуют упругим колебаниям основной плоскости переднего антикрыла. Остальные локальные пики на спектре соответствуют колебаниям различных элементов шасси.

Характер изменения профиля дорожного полотна при расчете в среде MATLAB – Simulink 2-го характерного случая, представлен на рисунке 2.50.

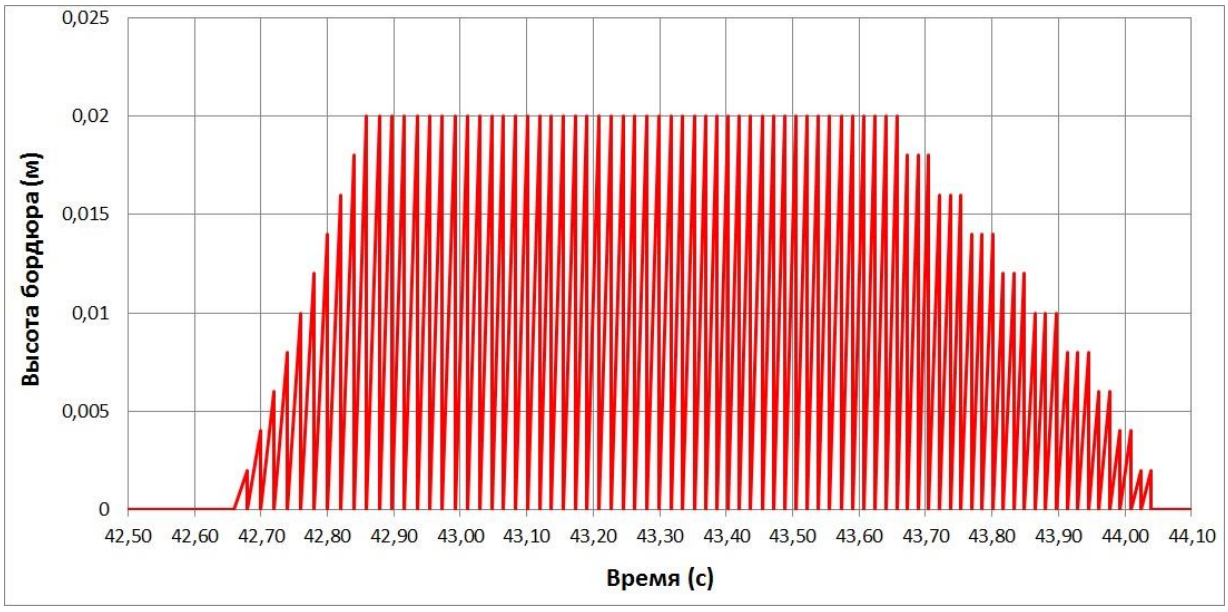


Рисунок 2.50 – Характер изменения профиля дорожного полотна при моделировании 2-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 2-го характерного случая, представлен на рисунке 2.51.

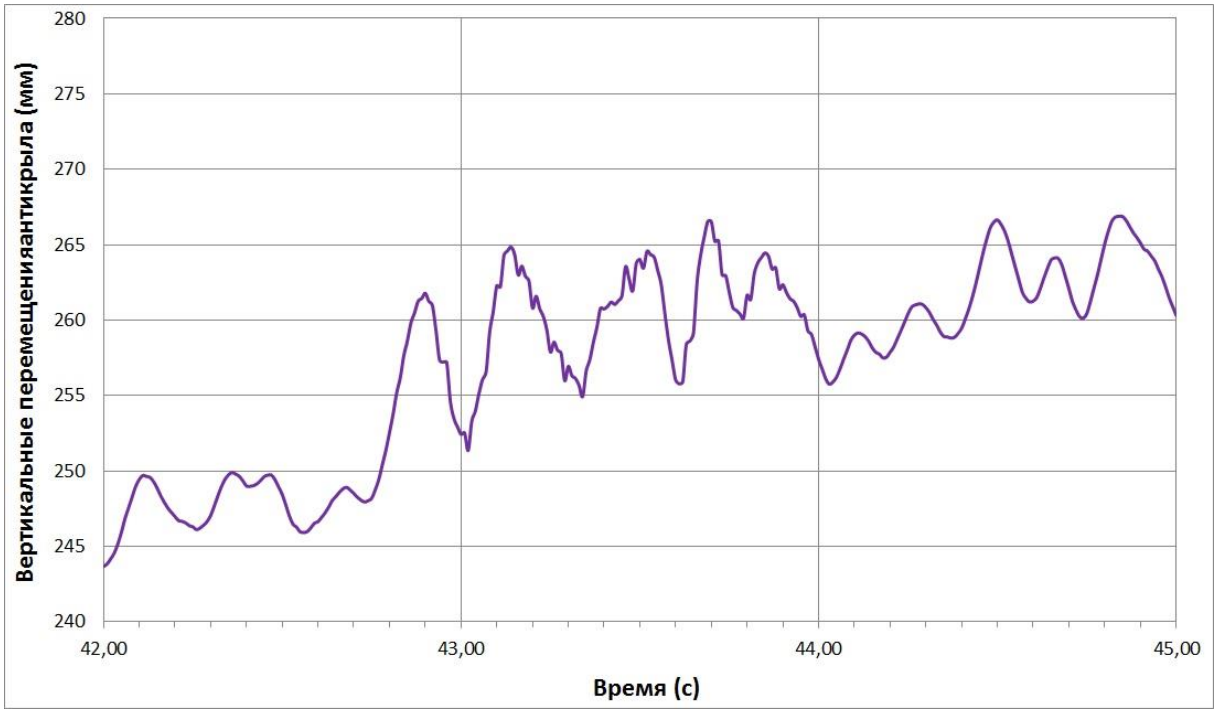


Рисунок 2.51 – График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 2-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

Спектральная плотность мощности колебаний антикрыла для 2-го характерного случая, когда автомобиль за 3 с разогнался со 103 до 185 км/ч, заезжая при этом правыми колесами на бордюр высотой 2 см, приведена на рисунке 2.52. Для удобства визуального анализа спектр также представлен в формате *fS(f)*.

Временной интервал 2-го характерного случая равен 3 с. Спектр построен на основе 300 значений.

Анализируя спектр можно сделать вывод, что наибольшей энергией во 2-м характерном случае обладают колебания с частотами, близкими к 0,5 и 3,2 Гц. Однако, в отличие от 1-го характерного случая, в этом спектре можно выделить множество пиков сосредоточенных в частотном диапазоне от 0 до 7 Гц.

Такое распределение энергии по частотам обуславливается более высокой скоростью движения автомобиля по сравнению с 1-м характерным случаем, а так же низкой высотой бордюра.

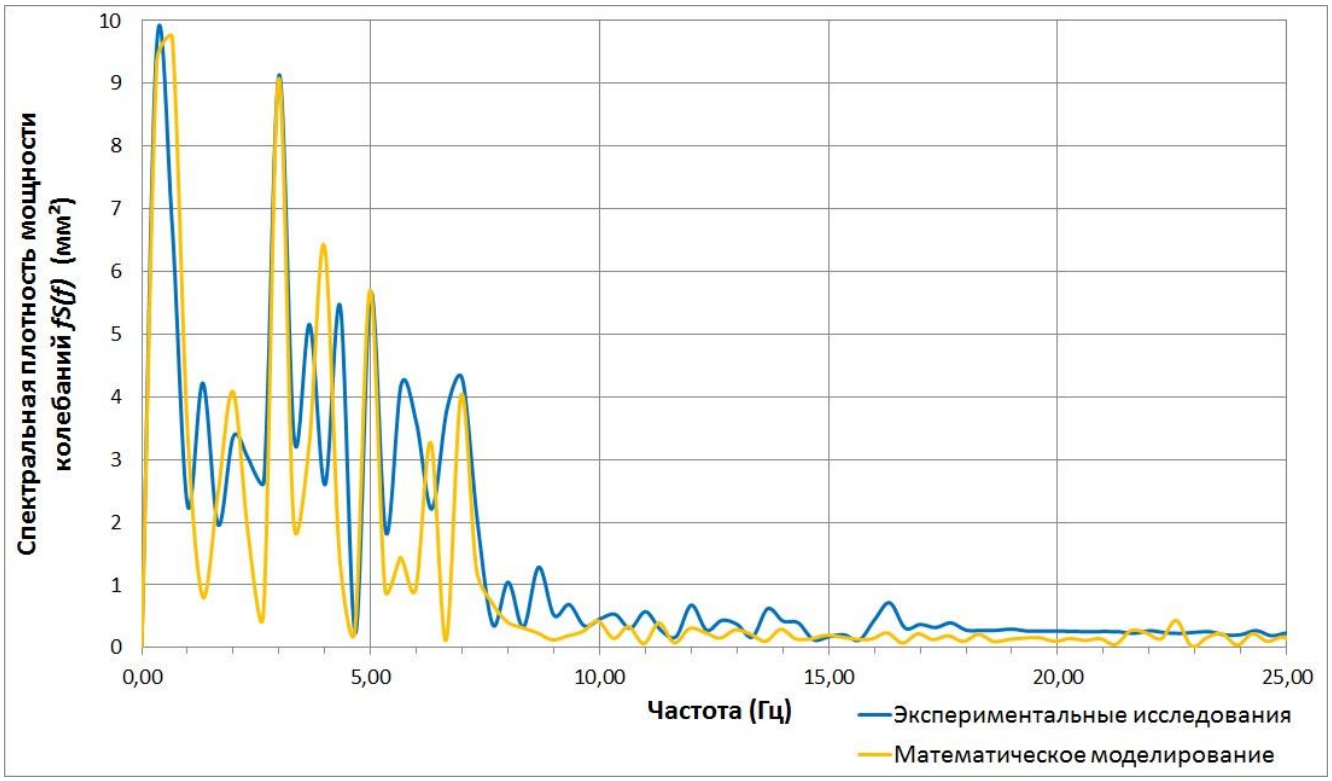


Рисунок 2.52 – Спектральная плотность мощности колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 во 2-м характерном случае для экспериментальных исследований и математического моделирования

Характер изменения профиля дорожного полотна при расчете в среде MATLAB – Simulink 3-го характерного случая, представлен на рисунке 2.53.

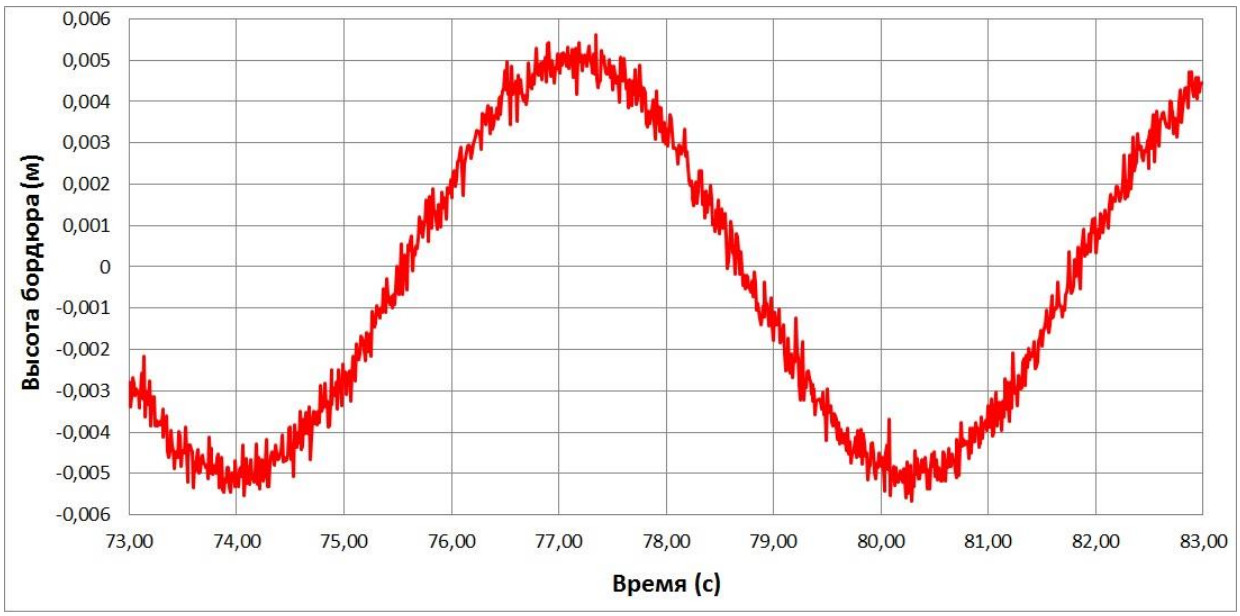


Рисунок 2.53 – Характер изменения профиля дорожного полотна при моделировании 3-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 3-го характерного случая, представлен на рисунке 2.54.

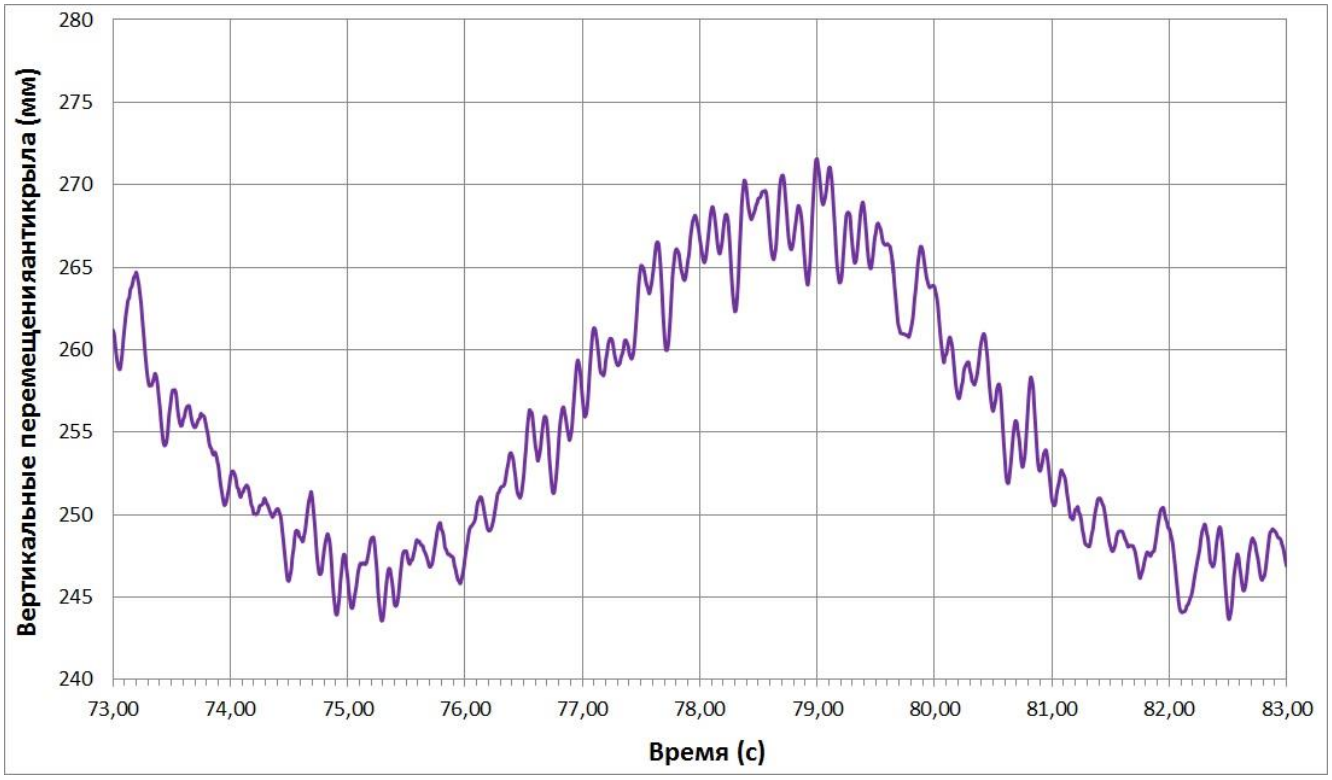


Рисунок 2.54 – График вертикальных перемещений антикрыла при моделировании 3-го характерного случая в среде MATLAB – Simulink

Спектральная плотность мощности колебаний антикрыла для 3-го характерного случая, когда автомобиль за 10 с разогнался со 193 до 280 км/ч, двигаясь по прямолинейной траектории без заезда на бордюры, приведена на рисунке 2.55. Для удобства визуального анализа спектр также как и в первых двух характерных случаях представлен в формате *fS(f)*.

Временной интервал 3-го характерного случая равен 10 с. Спектр построен на основе 1000 значений.

Анализируя спектр можно сделать вывод, что наибольшей энергией в 3-м характерном случае обладают колебания с частотами, близкими к 0,2 Гц. Так же большое количество энергии колебаний сосредоточено в районах 2,1 – 3,4 и 7,4 Гц. Остальная энергия распределена в диапазоне от 0 до 20 Гц.

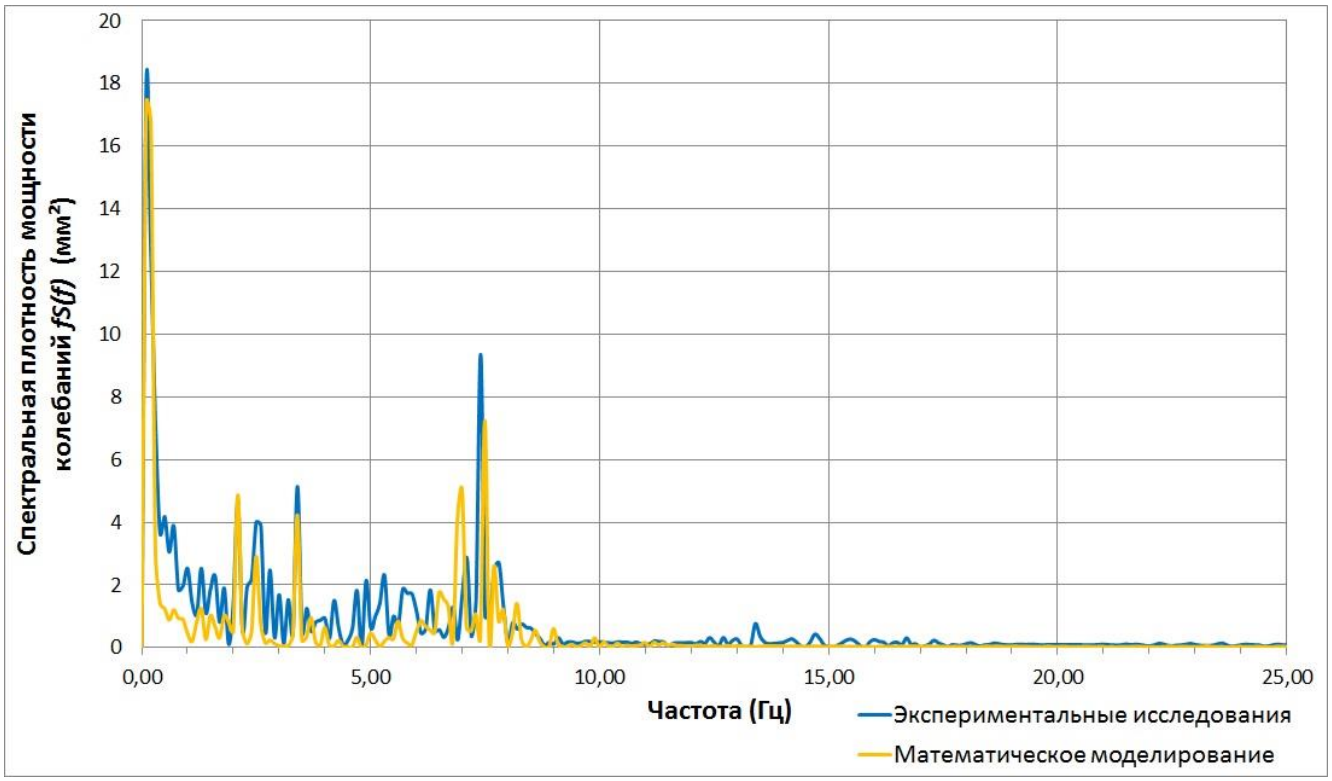


Рисунок 2.55 – Спектральная плотность мощности колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 в 3-м характерном случае для экспериментальных исследований и математического моделирования

Движение с большой скоростью по прямолинейным участкам трассы приводит к снижению амплитуды колебаний и увеличению их частоты. Энергия колебаний равномерно распределяется по всей частотной области, за исключением особо выделенных пиков.

Такая тенденция проявляется из-за усиления высокочастотных вибраций двигателя и трансмиссии, а также возникновения автоколебаний колес, вызванных погрешностями в их балансировке [15, 38, 65, 66].

Данные, полученные в результате спектрального анализа трех характерных случаев вибрации переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12, дают ясное представление о характеристиках колебаний антикрыла во время езды автомобиля по трассе [84].

Спектры, построенные по результатам моделирования, характеризуются незначительными расхождениями со спектрами, построенными по

экспериментальным данным. Так, в частотной области от 0 до 10 Гц, расхождение между спектрами не превышает 20 %. В области частот больше 10 Гц, разница между результатами моделирования и экспериментальными данными увеличивается, это объясняется сложностью моделирования жесткостных и демпфирующих параметров корпуса автомобиля [29].

Таким образом, разработанная математическая модель достаточно точно имитирует поведение гоночного автомобиля Даллара Т12 во время езды по гоночной трассе, поэтому может быть использована для анализа вибраций аэродинамических элементов и динамики движения, как этого скоростного транспортного средства, так и других, в том числе вновь проектируемых, при введении соответствующих корректировок.

2.4 Выводы по разделу 2

1. Проведены экспериментальные исследования вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 при езде по гоночной трассе. Проанализированы колебания антикрыла в трех характерных случаях, возникающих при прохождении одного круга трассы в гоночном режиме. Методами спектрального анализа установлено, что во всех трех характерных случаях наибольшей энергией обладают колебания с частотой, не превышающей 7,4 Гц.

2. Разработана математическая имитационная модель движения гоночного автомобиля Даллара Т12 для анализа вибраций его аэродинамических элементов, возникающих при езде по гоночной трассе. Для оценки адекватности модели было проведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными. Расхождение в частотной области от 0 до 10 Гц не превысило 20 %.

3 АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИЙ ПЕРЕДНЕГО АНТИКРЫЛА ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ ДАЛЛАРА Т12 НА УРОВЕНЬ ГЕНЕРИРУЕМОЙ ИМ ПРИЖИМНОЙ СИЛЫ

3.1 Исследование форм и частот собственных колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Для проведения анализа влияния вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 на уровень генерируемой им прижимной силы необходимо сначала рассмотреть формы собственных колебаний конструкции антикрыла, а так же оценить возможность возникновения резонанса между собственными и вынужденными колебаниями.

Вынужденные колебания антикрыла возникают в результате воздействия внешних факторов, таких как неровности дорожного полотна и движение воздушных масс. Следует отметить то, что основу вынуждающей силы составляют усилия, возникающие в элементах подвески при езде по неровностям дорожного полотна и тангаже автомобиля при торможении и ускорении [121, 125]. Тем не менее, иногда возникают ситуации, когда вынуждающая сила, вызванная напором воздуха, может оказывать существенное влияние частоту вибрации антикрыла. В основном это возникает при движении в турбулентном потоке, образующимся позади автомобиля, идущего впереди [119, 127]. Подобный этому эффект может быть также вызван ветром с периодическими порывами [52].

Собственные колебания антикрыла зависят от его конструкции и материала, и возникают после силового воздействия, деформирующего антикрыло в упругой стадии.

Риск резонанса, возникает при приближении частоты вынуждающей силы к частоте собственных колебаний системы. При совпадении этих частот происходит резкое увеличение амплитуды колебаний и разрушение конструкции [13, 87].

В качестве способа определения частот собственных колебаний антикрыла, целесообразно использовать метод конечных элементов. Этот метод широко

используется при решении задач механики деформируемого твердого тела, и позволяет определять напряженно-деформированное состояние сложных конструкций путем их разбиения на определенное количество взаимосвязанных элементов [31, 32, 67, 78].

Модальный анализ антикрыла (определение частот собственных колебаний) проводился с помощью конечно-элементного комплекса ANSYS.

Поскольку графический редактор этого программного обеспечения не предназначен для создания сложной геометрии, было решено воспользоваться системой автоматизированного проектирования КОМПАС-3D для прорисовки геометрии модели.

Созданная модель переднего антикрыла с высокой степенью точности повторяет геометрические характеристики натурного антикрыла, что способствует повышению точности расчетов. Модель представляет собой сборочную единицу, состоящую из деталей, выполненных по принципу твердого тела (solid) [92].

Геометрия модели, спроектированная в среде КОМПАС-3D, представлена на рисунке 3.1.

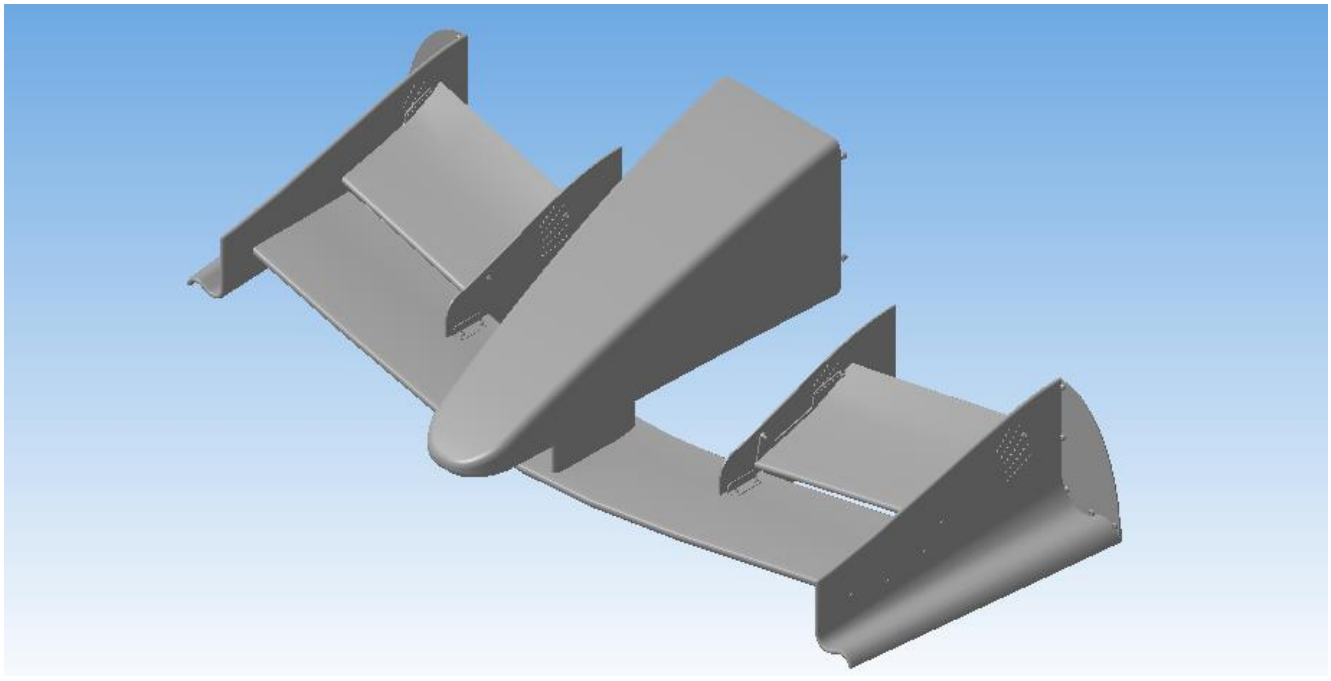


Рисунок 3.1 – Геометрия модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 разработанная в среде КОМПАС-3D

Расположение элементов антикрыла относительно друг друга и способы их крепления рассмотрены в п. 2.1. Для описания характеристики распределения массы по геометрии модели, в таблице 3.1 указана масса каждого элемента модели.

Таблица 3.1 – Значения массы каждого элемента модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Наименование детали	Масса (кг)	Количество
Носовой обтекатель	5,050	1
Кронштейн антикрыла (совместно с обтекателем)	0,140	2
Основная плоскость антикрыла	3,150	1
Торцевая пластина (совместно с концевиком)	1,140	2
Закрылок	0,596	2
Кронштейн закрылка	0,699	2
Суммарная масса антикрыла:	13,350 кг	

Аэродинамические элементы современных гоночных автомобилей в основном изготавливаются из композитных материалов, выполненных в виде переплетенных под определенными углами нитей углеволокна. Использование таких материалов позволяет изготавливать сложные конструкции, обладающие высокой прочностью и жесткостью, при небольшой массе.

В качестве материала при анализе собственных частот колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 использовался волоконно-эпоксидный композит T-300. Основные механические характеристики этого материала приведены в таблице 3.2 [104].

Таблица 3.2 – Основные механические свойства композитного материала Т-300

Наименование характеристики	Значение
Плотность	1470 кг/м^3
Модуль Юнга	$1{,}32 \cdot 10^5$ МПа
Модуль сдвига	$6{,}5 \cdot 10^3$ МПа
Предел прочности на растяжение • в продольном направлении • в поперечном направлении	 $1{,}24 \cdot 10^3$ МПа 45 МПа
Предел прочности на сжатие • в продольном направлении • в поперечном направлении	 $0{,}83 \cdot 10^3$ МПа $0{,}14 \cdot 10^3$ МПа
Предел прочности при кручении	62 МПа

Для упрощения создания конечно-элементной сетки и сокращения времени расчета геометрия модели была специально адаптирована для проведения модального анализа. Были удалены все отверстия и крепежные элементы, существенно не влияющие на результаты расчета. Адаптированная для конечно-элементного анализа геометрия модели представлена на рисунке 3.2.

На рисунке 3.2 на основной плоскости антикрыла отчетливо видны два внутренних ребра жесткости. Эти ребра значительно увеличивают сопротивление основной плоскости антикрыла вертикальным изгибающим силам, вызванным вибрациями и аэродинамическими нагрузками.

Так же в задней части носового обтекателя видны четыре конических элемента, предназначенных для размещения быстроразъемных замков, при помощи которых носовой обтекатель крепится к шасси автомобиля. Для упрощения расчета, эти замки удалены из геометрии модели.

В качестве закрепления модели во время расчета использовалась жесткая заделка, предотвращающая любое возможное перемещение и вращение конструкции на торцевой поверхности носового обтекателя автомобиля [92].

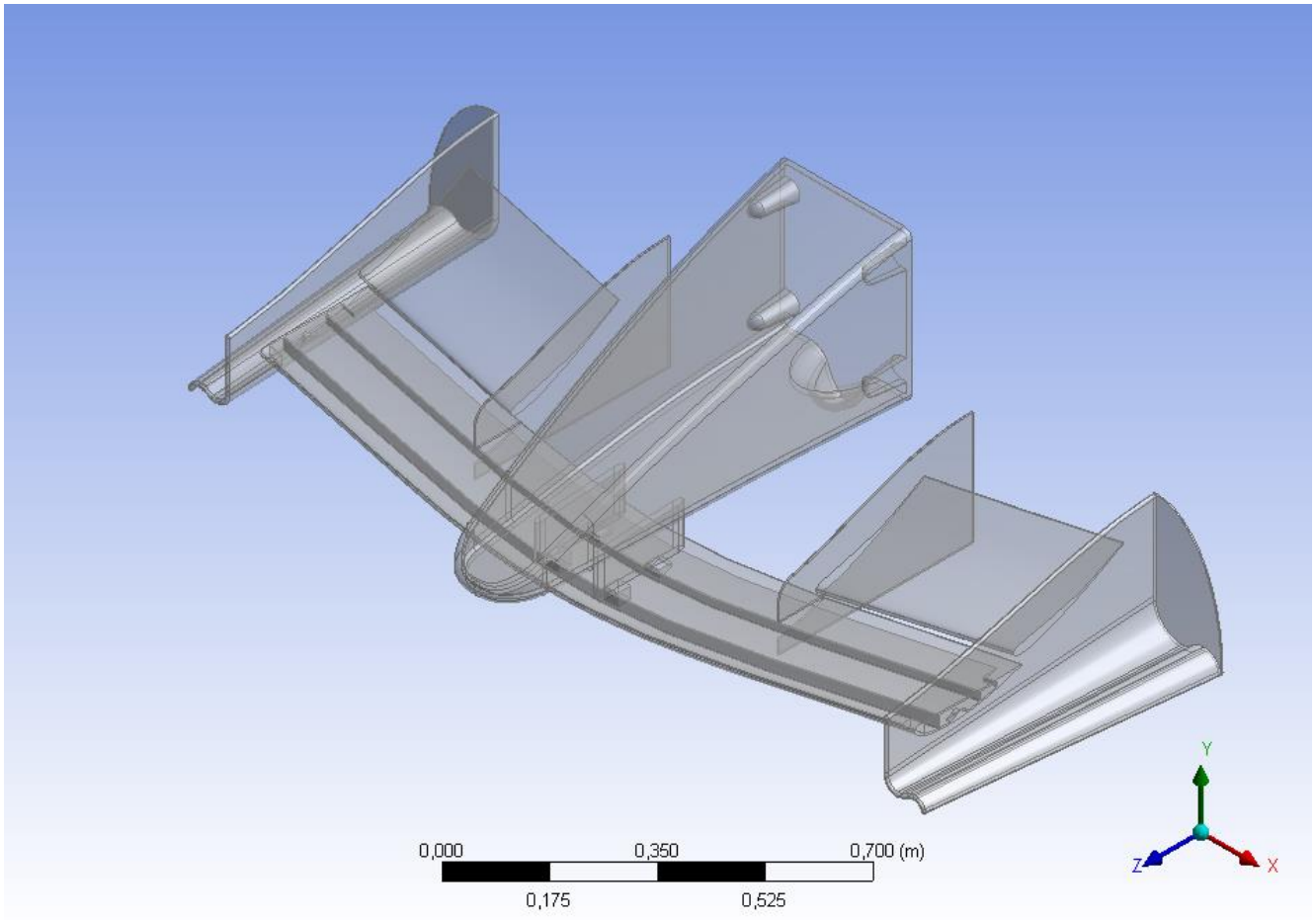


Рисунок 3.2 – Геометрия модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 адаптированная для конечно-элементного расчета в среде ANSYS

Конечно-элементный анализ модели проводился в модуле Mechanical APDL. В качестве цели расчета были указаны первые 10 форм собственных колебаний модели.

Модель была разбита на 85221 элемент, которые соединялись между собой при помощи 148013 узлов. При создании конечно-элементной сетки использовался стандартный алгоритм разбиения с высокой степенью сглаживания в местах с резким изменением кривизны поверхностей [8, 11, 36].

Конечно-элементная сетка модели переднего антикрыла представлена на рисунке 3.3.

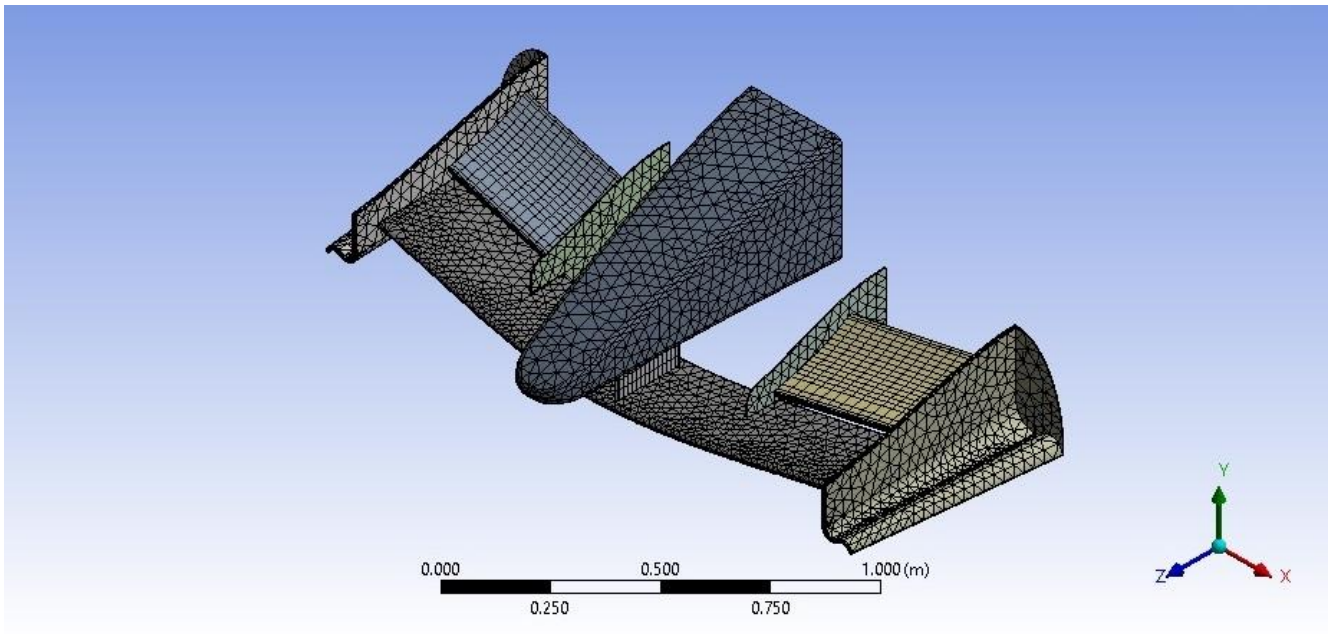


Рисунок 3.3 – Конечно-элементная модель переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Полученные по результатам модального анализа частоты первых 10-ти форм колебаний, приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Частоты собственных колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Форма колебаний	Значение частоты, Гц
1	21,647
2	26,538
3	49,6
4	63,401
5	74,33
6	84,116
7	87,088
8	112,02
9	116,24
10	142,16

Первая форма собственных колебаний антикрыла (рисунок 3.4) представляет собой периодическое покачивание концов основной плоскости антикрыла вместе с надстроенными элементами (торцевой пластиной и закрылком) вокруг продольной оси *z*. Частота колебаний составляет 21,647 Гц.

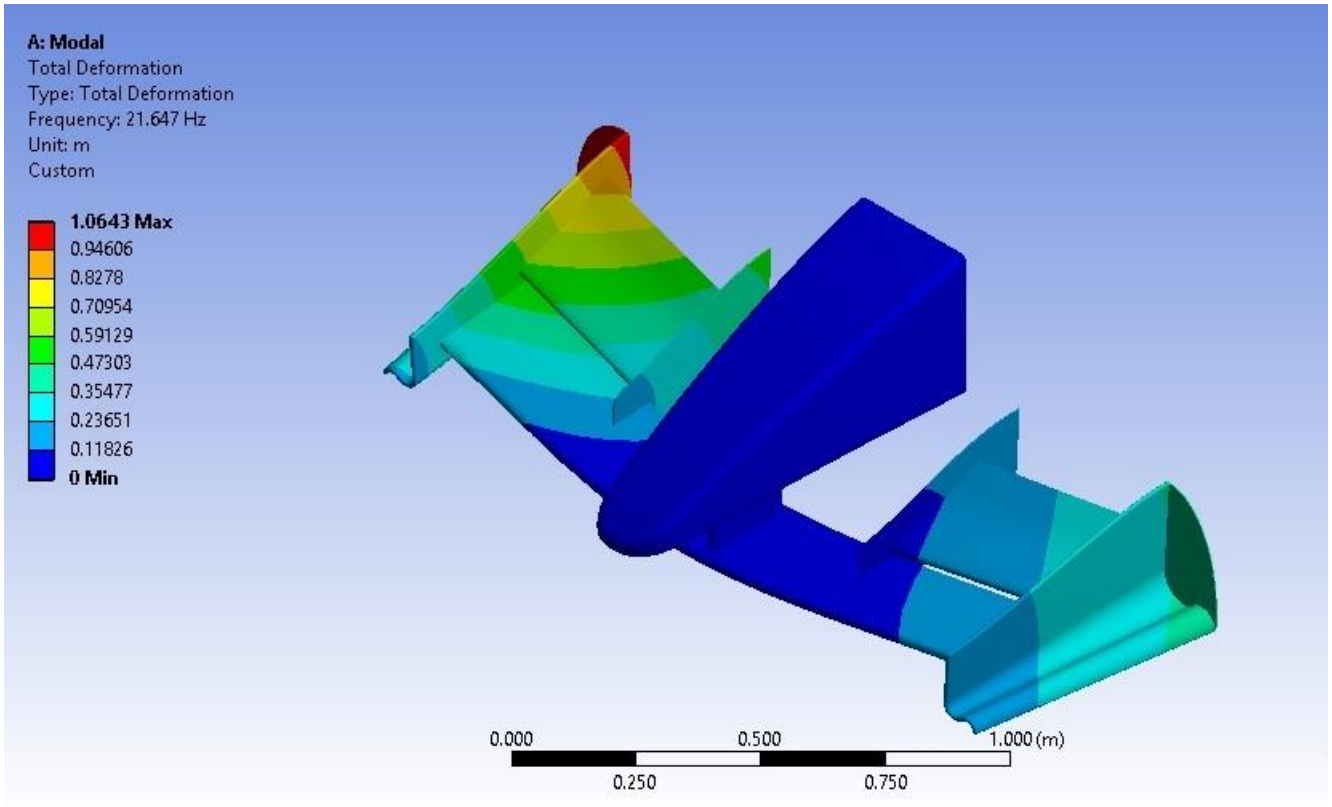


Рисунок 3.4 – 1-я форма колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Следует отметить, что эта форма имеет наименьшую собственную частоту, наиболее близкую к частотам колебаний антикрыла, полученных по результатам экспериментальных исследований. Поэтому именно частота первой формы собственных колебаний представляет наибольший интерес с точки зрения исследования возможности возникновения резонанса.

Вторая форма собственных колебаний антикрыла (рисунок 3.5) представляет собой закручивание надстроенных элементов антикрыла вокруг горизонтальной оси *x*. При этом направление закручивания с левой и правой стороны антикрыла одинаково. Частота колебаний составляет 26,538 Гц.

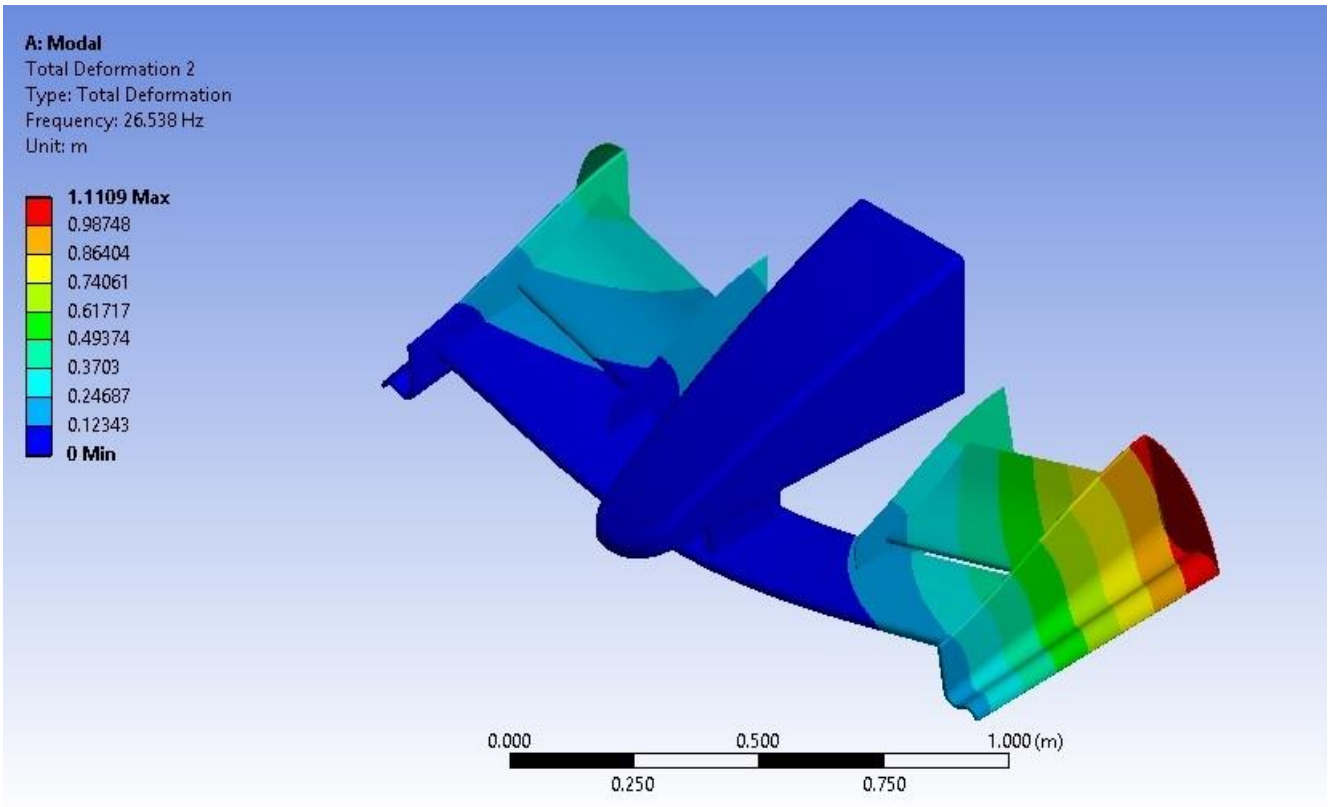


Рисунок 3.5 – 2-я форма колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Третья форма собственных колебаний антикрыла (рисунок 3.6) представляет собой закручивание основной плоскости антикрыла вокруг вертикальной оси *y* с одновременным закручиванием надстроенных элементов вокруг горизонтальной оси *x* в противоположные стороны. Частота колебаний составляет 49,6 Гц.

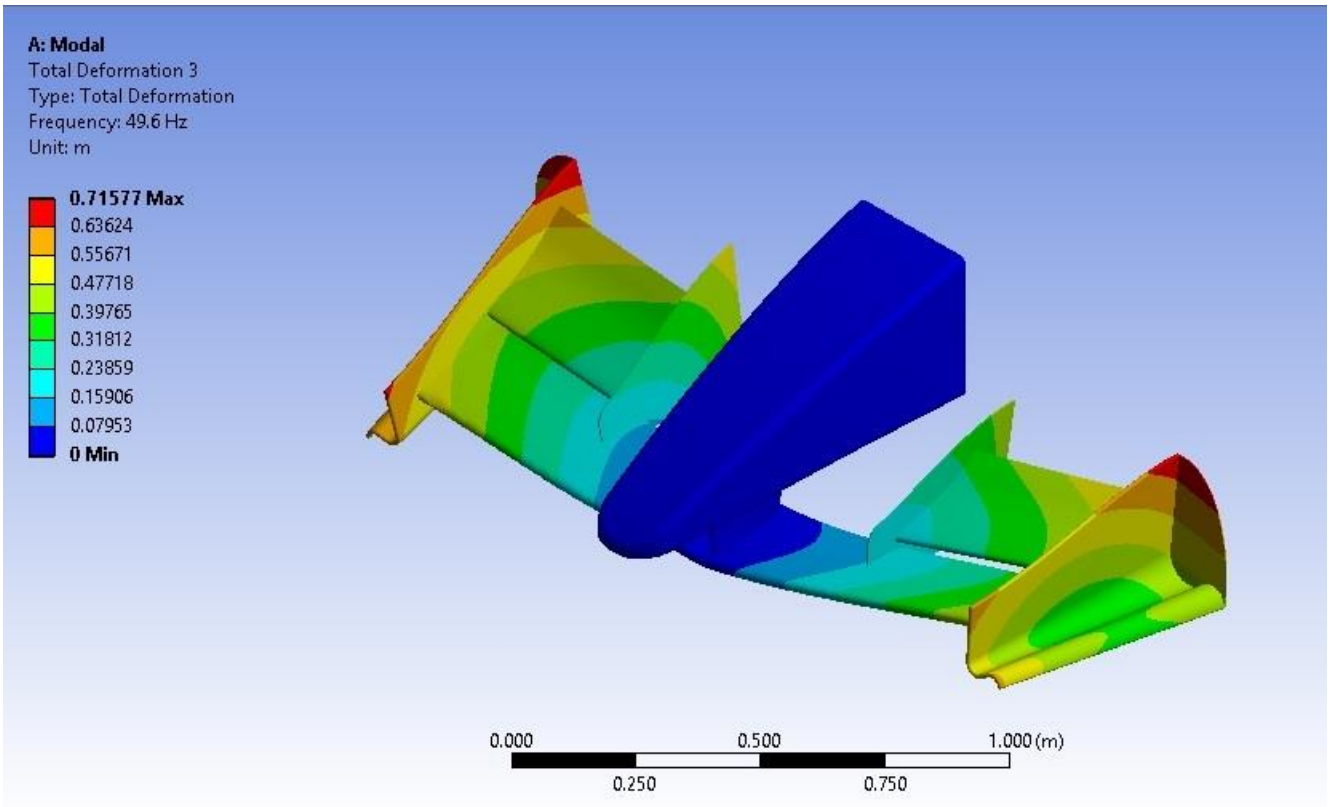


Рисунок 3.6 – 3-я форма колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Четвертая форма собственных колебаний антикрыла (рисунок 3.7) представляет собой закручивание надстроенных элементов вокруг горизонтальной оси *x* в противоположные стороны. Частота колебаний составляет 63,401 Гц.

Пятая форма собственных колебаний антикрыла (рисунок 3.8) представляет собой закручивание надстроенных элементов вокруг горизонтальной оси *x* в одном направлении с каждой стороны антикрыла. Частота колебаний составляет 74,33 Гц.

Формы собственных колебаний антикрыла с 6-й по 10-ю не представляют большого интереса для анализа, поскольку характеризуются локальными деформациями надстроенных элементов и обладают высокими частотами.

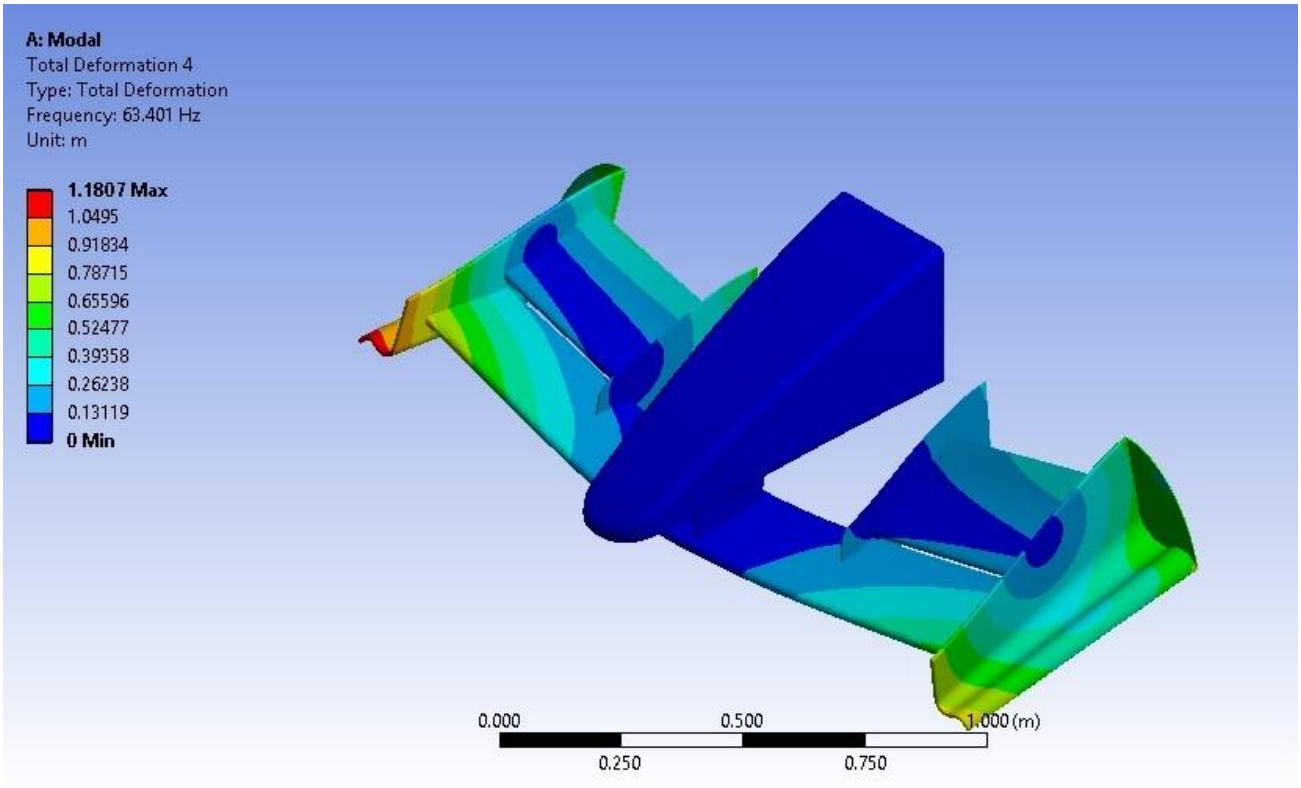


Рисунок 3.7 – 4-я форма колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

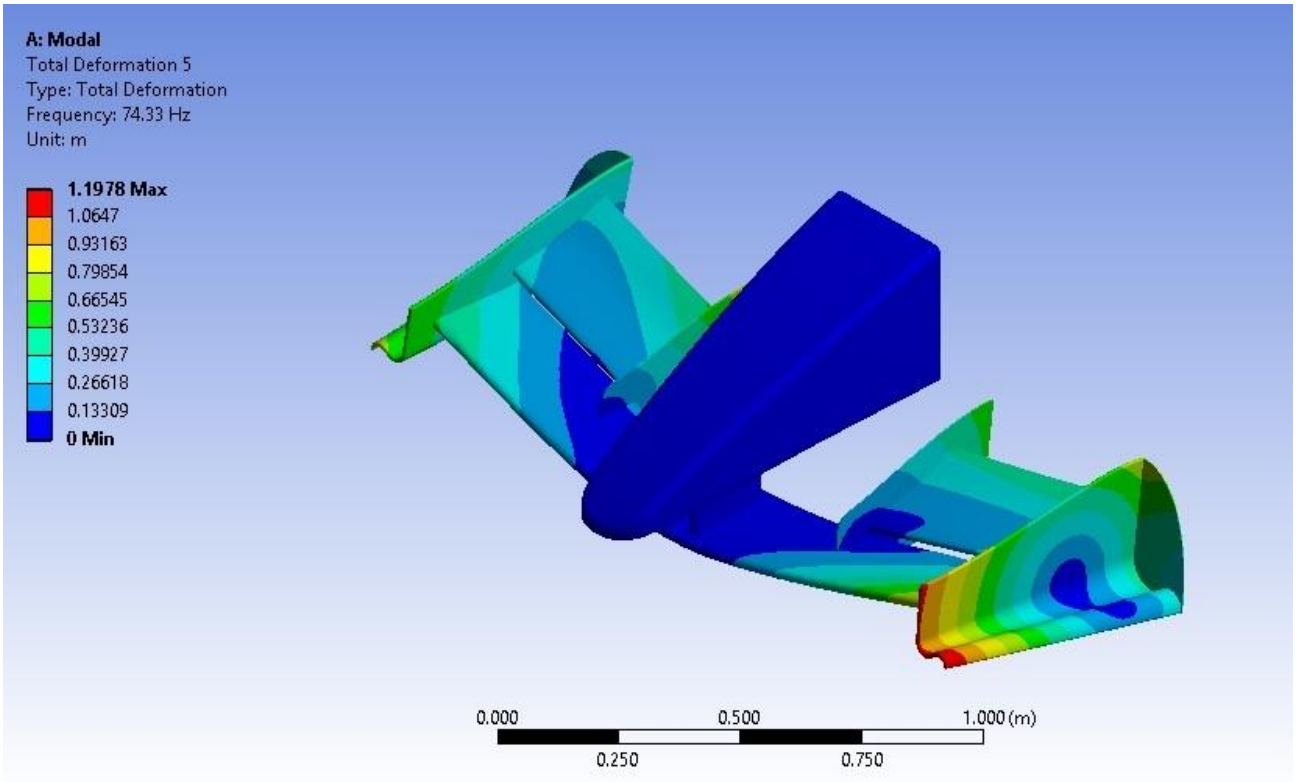


Рисунок 3.8 – 5-я форма колебаний модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

В результате обработки результатов экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 было установлено, что наибольшую мощность спектр колебаний антикрыла имеет в районе 1 – 5 Гц, а самый высокочастотный всплеск находится в районе 7,4 Гц.

При этом согласно результатам модального анализа конечно-элементной модели переднего антикрыла, наименьшая собственная частота колебаний составила 21,647 Гц, что существенно превосходит значения частот, полученных в результате спектрального анализа результатов экспериментальных исследований. В связи с этим можно сделать вывод, что на переднем антикрыле гоночного автомобиля Даллара Т12 возникновение резонанса маловероятно [92].

Тем не менее, при проектировании новых гоночных автомобилей, целесообразно проводить проверочный расчет на возможность возникновения резонанса всех аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу.

3.2 Особенности аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12

Переднее антикрыло гоночного автомобиля Даллара Т12 представляет собой сборку аэродинамических деталей, выполняющую функцию генерации дополнительной прижимной силы передней оси автомобиля.

Положительный эффект, обусловленный этой дополнительной прижимной силой, заключается в увеличении трения шин передней оси автомобиля с дорожным полотном (за счет увеличения нормальной реакции), и как следствие – снижение эффекта недостаточной поворачиваемости автомобиля и улучшение его управляемости [119, 121].

Появление дополнительной прижимной силы объясняется принципом неразрывности потока и уравнением Бернулли.

Уравнение Бернулли описывает связь между скоростью потока и давлением [119, 120]:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const}, \tag{3.1}$$

где p – давление в конкретной точке воздушного потока;

ρ – плотность воздуха;

v – скорость воздушного потока.

При обтекании плоскости антикрыла, поток воздуха делится на две части: одна часть протекает сверху антикрыла, другая – снизу. Нижняя поверхность антикрыла из-за кривизны профиля имеет большую длину по сравнению верхней поверхностью. Поэтому частицам воздуха приходится преодолевать большее расстояние под антикрылом.

В связи с этим, для сохранения неразрывного потока, частицы воздуха протекают под антикрылом с большей скоростью, что согласно уравнению (3.1) вызывает понижение давления в этой области потока. Разница давлений над антикрылом и под ним и создает прижимную силу.

Еще одним важным параметром, рассматриваемым при определении аэродинамической эффективности автомобиля, является сила лобового сопротивления воздуха [51, 62].

Определить величины прижимной силы $F_{\text{пр}}$ и силы лобового сопротивления $F_{\text{лс}}$ можно при помощи следующих формул [119]:

$$F_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{пр}} S \rho v^2}{2}; \tag{3.2}$$

$$F_{\text{лс}} = \frac{c_{\text{лс}} S \rho v^2}{2}, \tag{3.3}$$

где $c_{\text{пр}}$ – аэродинамический коэффициент прижимной силы;

$c_{\text{лс}}$ – аэродинамический коэффициент лобового сопротивления;

S – характерная площадь, на которую воздействует воздушный поток.

При этом подразумевается, что прижимная сила направлена перпендикулярна вниз, а сила лобового сопротивления – в противоположную сторону направлению движения автомобиля.

Также существует третья составляющая результирующей аэродинамической силы – боковая сила, направленная перпендикулярно направлению движения автомобиля. Однако, ее величина сравнительно невелика, что объясняется продольной симметрией автомобиля. Поэтому при анализе аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 боковая сила не рассматривается. Тем не менее, при сильных порывах бокового ветра, эта составляющая может оказывать влияние на курсовую устойчивость автомобиля [51, 119].

Наилучшим способом анализа аэродинамического обтекания переднего антикрыла с целью определения направлений потоков воздуха, аэродинамических нагрузок и зон распределения давления, целесообразно продувать натурное антикрыло в аэродинамической трубе [17, 48].

Однако продувки в аэродинамических трубах требуют значительных материальных затрат. Более того, настройка параметров работы аэродинамической трубы с целью получения требуемых результатов исследований, в условиях ограниченного времени работы, обусловленного арендой трубы, создает дополнительные трудности и может повлиять на достоверность полученных результатов [18].

В связи с этим целесообразно воспользоваться методами вычислительной гидродинамики, известными также как CFD-моделирование (от англ. computational fluid dynamics).

Принцип решения задачи при CFD-моделировании аналогичен с определением напряженно-деформированного состояния в методе конечных элементов. Объем воздуха, окружающий обдуваемое тело разбивается на конечное число элементов, поведение которых описывается основными уравнениями гидродинамики: уравнением неразрывности, уравнением сохранения импульса, уравнением сохранения энергии и уравнением состояния. Далее определяются начальные и граничные условия задачи, и вычислительная машина решает составленную систему дифференциальных уравнений в расчетных временных интервалах.

Для CFD-моделирования переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 использовался вычислительный комплекс ANSYS. В качестве решателя был использован гидродинамический модуль Fluent.

Объем воздуха вокруг антикрыла создавался инструментом Enclose, выстраивающим расчетную область модели в форме прямоугольного параллелепипеда, размеры которого определяются расстояниями от крайних точек антикрыла по всем ортогональным направлениям.

Так расстояние от передней крайней точки антикрыла до передней грани расчетной области составляет 0,35 м. Расстояние в боковых направлениях составляет 0,2 м, вверх 0,15 м, и вниз 0,076 м, что соответствует дорожному просвету антикрыла реального автомобиля.

Задняя грань расчетной области совпадает с гранью носового обтекателя, через которую он сопрягается с шасси автомобиля. Такое решение было принято в связи с тем, что целью исследования является аэродинамическое обтекание только переднего антикрыла, а не всего автомобиля в целом. Большой интерес представляет исследование вихревых потоков, образующихся позади антикрыла, но в этом случае необходимо моделировать обтекание всего автомобиля, что существенно усложняет задачу и увеличивает время ее расчета, поэтому целесообразно ограничить расчет областью носового обтекателя автомобиля.

Расчетная область CFD-моделирования аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 представлена на рисунке 3.9.

Поверхность сборки переднего антикрыла была представлена в виде недеформируемой стенки. Аналогичное граничное условие было задано нижней грани расчетной области, моделирующей дорожное полотно. Левая, правая и верхняя стенки были смоделированными плоскостями, не создающими поверхностного трения набегающему потоку воздуха.

Передняя стенка представляет собой вход в расчетную область и характеризуется вектором скорости потока. Вектор скорости потока воздуха

ориентирован в противоположную сторону направлению движения автомобиля. Параметр интенсивности турбулентности потока принят равным 1 %.

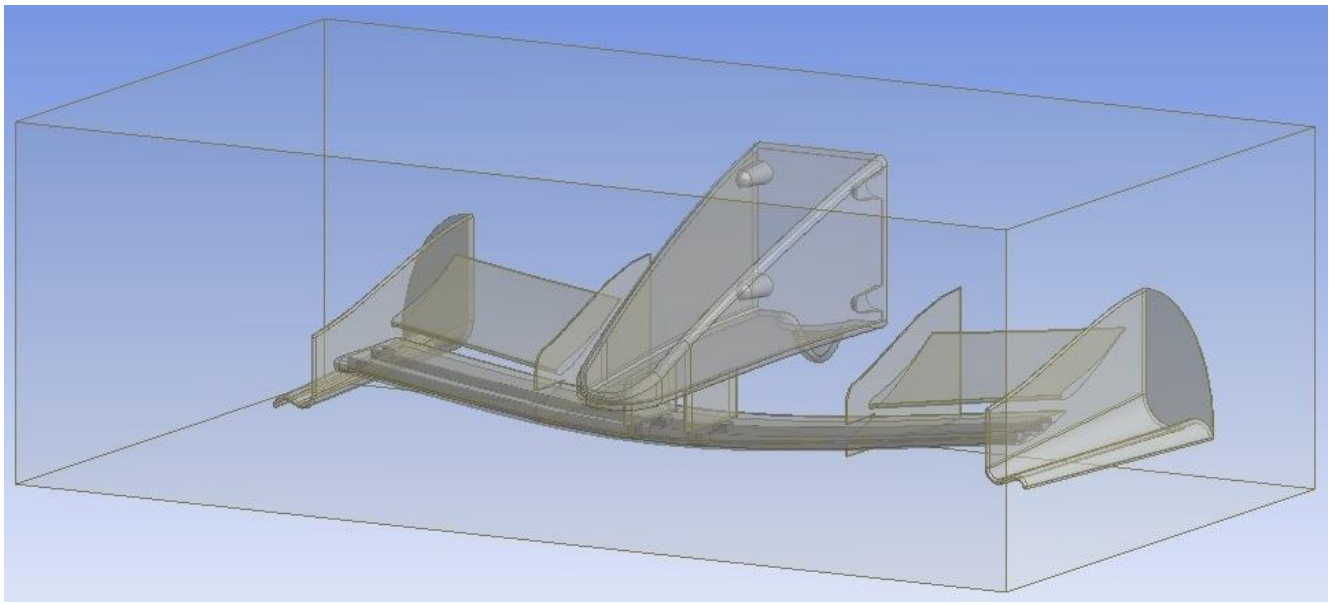


Рисунок 3.9 – Расчетная область CFD-моделирования аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара 12

Задняя грань представляет собой выход из расчетной области и характеризуется атмосферным давлением. Параметр интенсивности турбулентности принят равным 5 % [128]. В качестве модели турбулентности была использована k-ε-модель [116, 128].

Расчетная область была разбита на элементы тетраэдральной формы. Для моделирования пограничного слоя были использованы плоские элементы.

Аэродинамические расчеты проводились при следующих атмосферных параметрах:

- плотность воздуха – 1,225 кг/м^3;
- атмосферное давление – 101325 Па;
- температура воздуха – 15 ºС;
- относительная влажность воздуха – 0 %;
- вязкость воздуха – $1{,}7894 \cdot 10^{-5}$ кг/м·с.

Для анализа аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 при прохождении кривых малого радиуса целесообразно провести два расчета:

- обдувание антикрыла с углом рыскания 20º на скорости 120 км/ч (33,33 м/с), соответствующее движению автомобиля в кривой, радиусом 50 м.
- обдувание антикрыла с углом рыскания 6º на скорости 195 км/ч (54,17 м/с), соответствующее движению автомобиля в кривой, радиусом 100 м.

В ходе выполнения расчетов были получены суммарные аэродинамические нагрузки на антикрыло, схемы распределения давления и линии тока воздуха.

3.2.1 Аэродинамический расчет движения в кривой радиусом 50 м

При моделировании движения автомобиля в кривой, радиусом 50 м, переднее антикрыло гоночного автомобиля Даллара Т12 обдувалось потоком воздуха со скоростью 120 км/ч (33,33 м/с), с углом между линиями набегающего потока и продольной осью антикрыла (углом рыскания антикрыла), равному 20º.

Для анализа влияния вибраций антикрыла, на уровень генерируемой им прижимной силы было проведено два расчета: один с недеформируемым антикрылом, другой с деформируемым антикрылом.

Так для обдувания недеформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 суммарная прижимная сила составляет $F_{пр}$ = 837 Н. Суммарная сила лобового сопротивления в этом случае $F_{лс}$ = 201 Н.

На рисунках 3.10 – 3.11 показано распределение статического давления по поверхности сборки переднего антикрыла.

Из рисунка 3.10 видно, что области с наибольшими значениями статического давления располагаются по передним кромкам основной плоскости антикрыла, закрылков, носового обтекателя, а также на концевиках торцевых пластин. Это объясняется тем, в этих местах располагаются зоны стагнации воздушного потока, в которых его скорость падает почти до нуля, а давление резко возрастает согласно зависимости описанной уравнением (3.1) [119, 128].

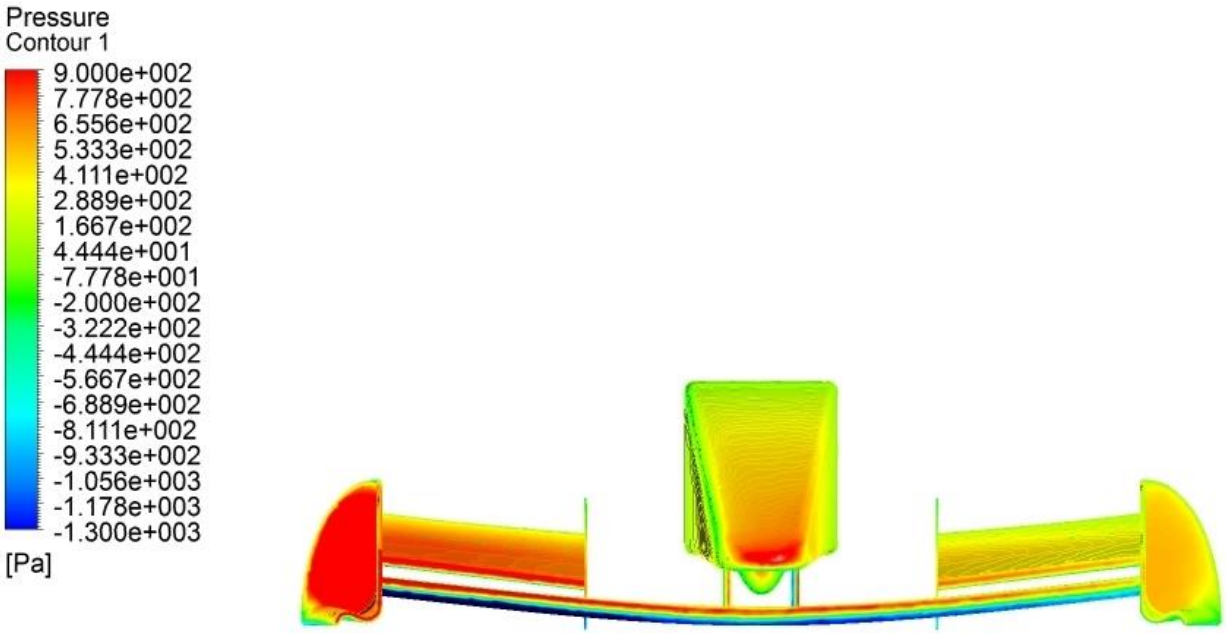


Рисунок 3.10 – Распределение статического давления по поверхности недеформируемого антикрыла при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 20º (вид спереди)

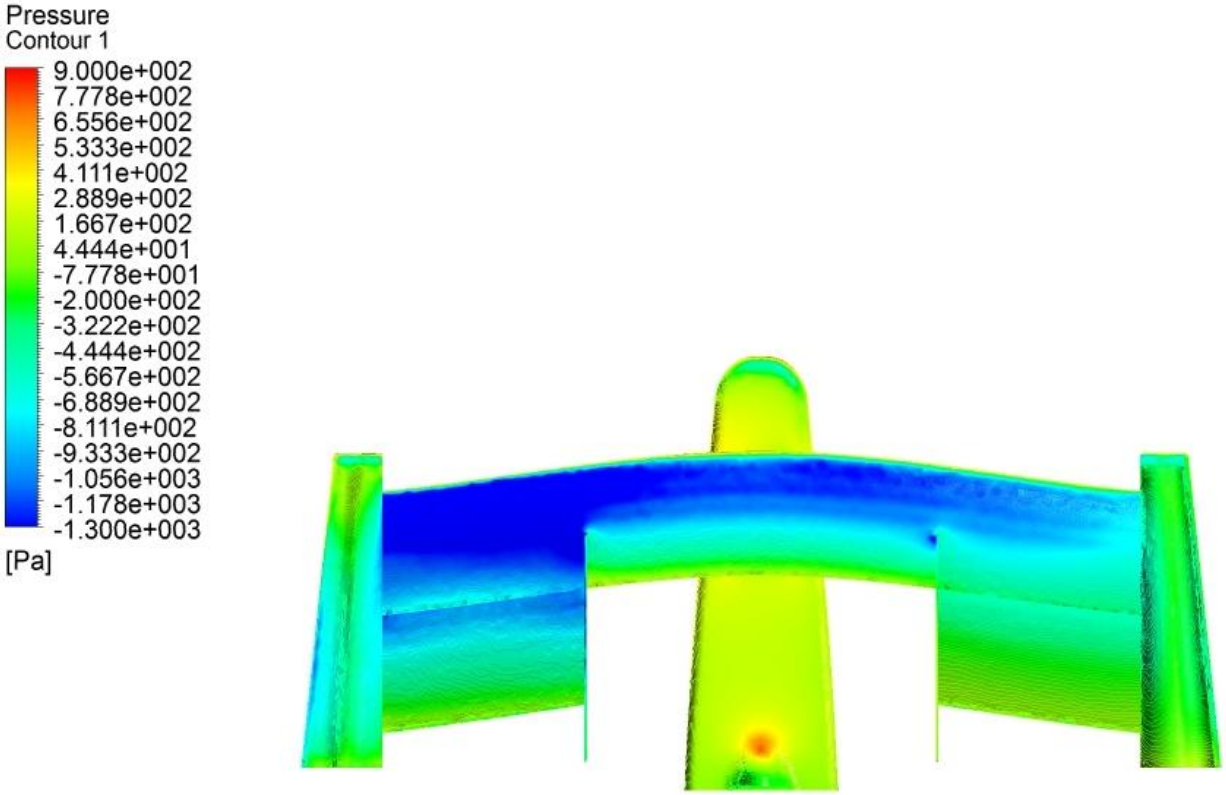


Рисунок 3.11 – Распределение статического давления по поверхности недеформируемого антикрыла при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 20º (вид снизу)

Из рисунка 3.11 видно, что на нижней поверхности антикрыла образуется зона разряжения, которая и создает прижимную силу.

На рисунках 3.10 – 3.11 отрицательные значения на шкале давления определяют величину статического давления меньшего, чем атмосферное, принятое по умолчанию за ноль.

Линии тока воздуха при CFD-моделировании недеформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 приведены на рисунках 3.12 – 3.13.

Линии тока воздуха начинаются от передней стенки расчетной области модели и заканчиваются на задней ее грани. Для улучшения визуального восприятия потока воздуха, количество линий тока ограничено 1000.

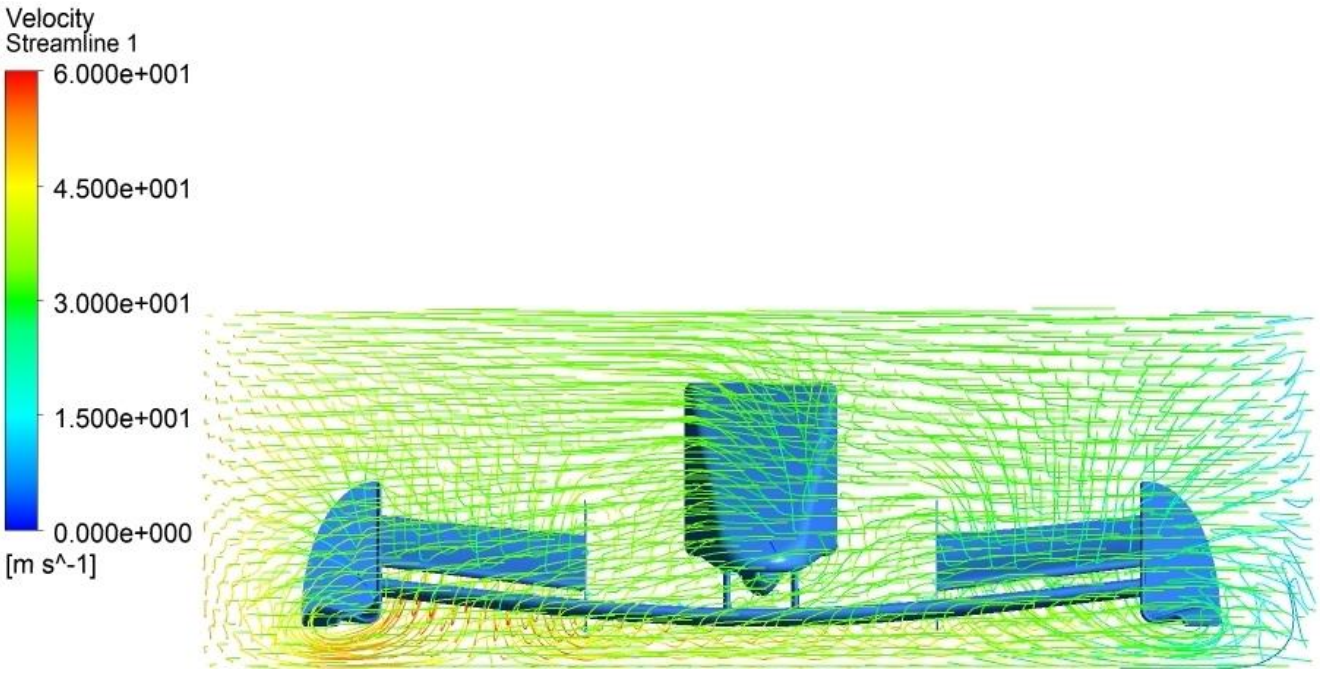


Рисунок 3.12 – Линии тока воздуха при аэродинамическом расчете недеформируемого антикрыла с углом рыскания 20º (вид спереди)

Из рисунков 3.12 – 3.13 видно, что поток воздуха с начальной скоростью равной 33,33 м/с, под антикрылом разгоняется до скоростей близких к 60 м/с. При этом области высоких скоростей потока соответствуют областям низкого статического давления, что не противоречит уравнению (3.1), и подтверждает соответствие результатов CFD-моделирования реальным физическим процессам.

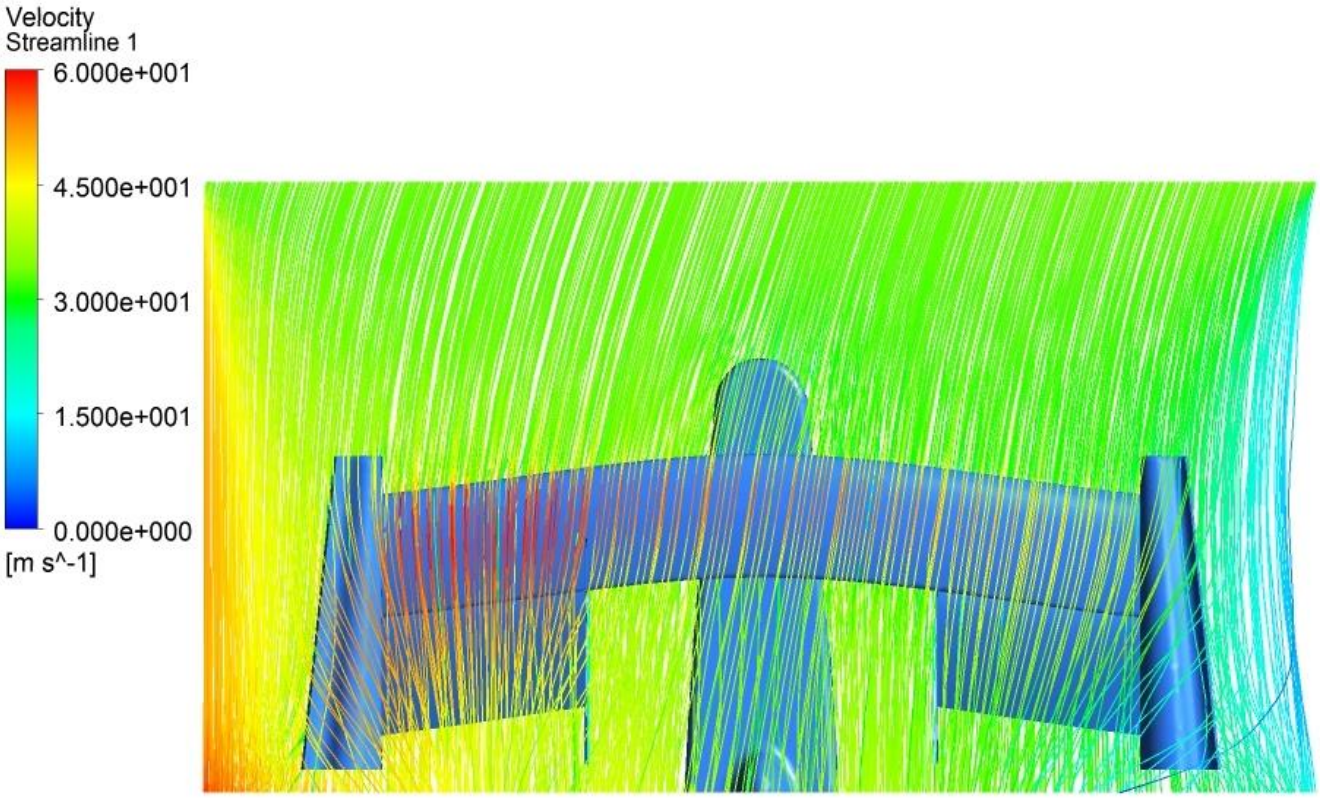


Рисунок 3.13 – Линии тока воздуха при аэродинамическом расчете недеформируемого антикрыла с углом рыскания 20º (вид снизу)

Для исследования аэродинамического обтекания деформируемого антикрыла необходимо совместно решить механическую и аэродинамическую задачу.

Вибрации антикрыла изменяют течение окружающих его потоков воздуха, в результате чего изменяются аэродинамические нагрузки на поверхность антикрыла, что в свою очередь приводит к изменению его напряженно-деформированного состояния. Таким образом, моделирование подобных процессов подразумевает постоянный обмен данными между механической и аэродинамической задачей и требует значительных вычислительных ресурсов [89, 102].

Ввиду обусловленных сложностей, был выполнен CFD-анализ деформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12, ограниченный временем в 4 с. Время расчета было разбито на 20 шагов, с длиной каждого шага равной 0,2 с.

В момент времени, равный 2 с, к антикрылу прикладывалось вертикальное ускорение, равное 300 м/с^2. Таким образом моделировался удар при наезде гоночного автомобиля Даллара Т12 на бордюр при прохождении кривой.

В качестве модуля решения был использован инструмент System Coupling, позволяющий связать механическую и аэродинамическую задачу, и обеспечить двусторонний обмен данными.

Аэродинамическая задача была сформулирована аналогичным образом, как и при обдувании недеформируемого антикрыла. При формулировании механической задачи использовались конечно-элементная сетка и материал антикрыла, рассмотренные в п. 3.1.

Расчет выполнялся по следующему принципу:

- сначала определялись аэродинамические нагрузки, действующие на поверхность антикрыла;
- далее под действием этих нагрузок деформировалась антикрыло;
- из-за деформации антикрыла перестраивалась расчетная сетка аэродинамической задачи, и последовательность действий повторялась.

Расчет показал, что в период времени 0,2 с происходили большие деформации антикрыла, вызванные мгновенным приложением аэродинамической нагрузки, после чего упругие силы деформированного антикрыла возвращали его в состояние равновесия и дальнейшие деформации антикрыла происходили по принципу затухающих колебаний.

Этот переходный период не представляет практического интереса с точки зрения анализа влияния вибраций антикрыла на уровень генерируемой им прижимной силы, так как не отражает реально происходящих процессов.

Поэтому, при выполнении аэродинамического расчета деформируемого антикрыла, анализ результатов проводился начиная с момента времени, равного 1 с, после того как конструкция антикрыла приходила в состояние равновесия.

Наибольшие деформации переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 во время моделирования его аэродинамического обдувания с углом рыскания 20º, представлены на рисунке 3.14.

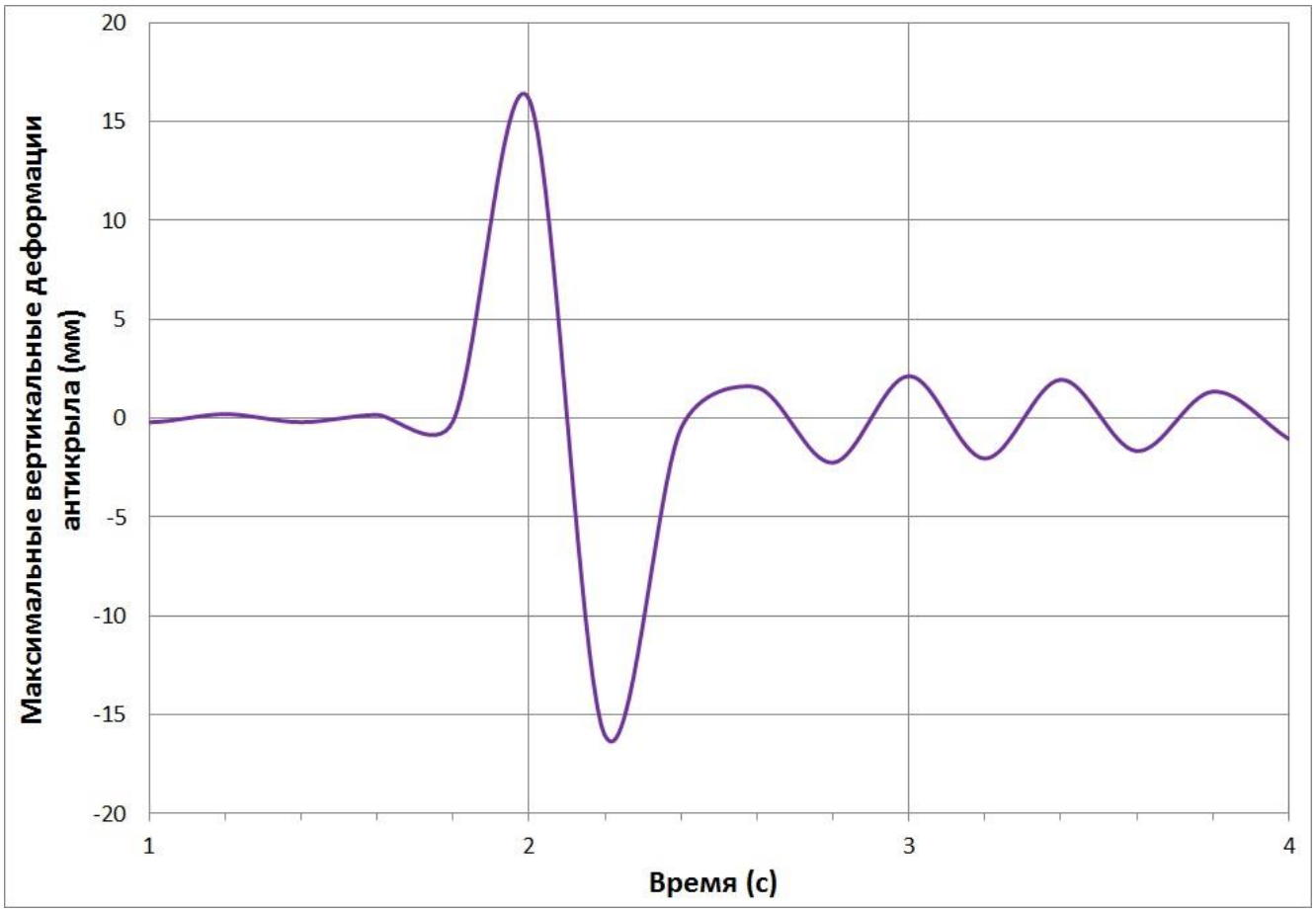


Рисунок 3.14 – Максимальные деформации переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 20º

Резкое деформирование антикрыла при моделировании удара в момент времени, равный 2 с, привело к дестабилизации потоков воздуха и появлению отрывных турбулентных течений.

На рисунке 3.15 показаны линии тока воздуха при CFD-моделировании деформируемого антикрыла в момент 2,2 с, в который происходит стремительная деформация конструкции антикрыла.

Из рисунка 3.15 видно, что под правым закрылком антикрыла в месте его соединения с торцевой пластиной происходит отрыв потока. Это приводит к увеличению статического давления в этом месте и снижению уровня прижимной силы.

На рисунке 3.16 представлено распределение статического давления на поверхности антикрыла в момент времени 2,2 с.

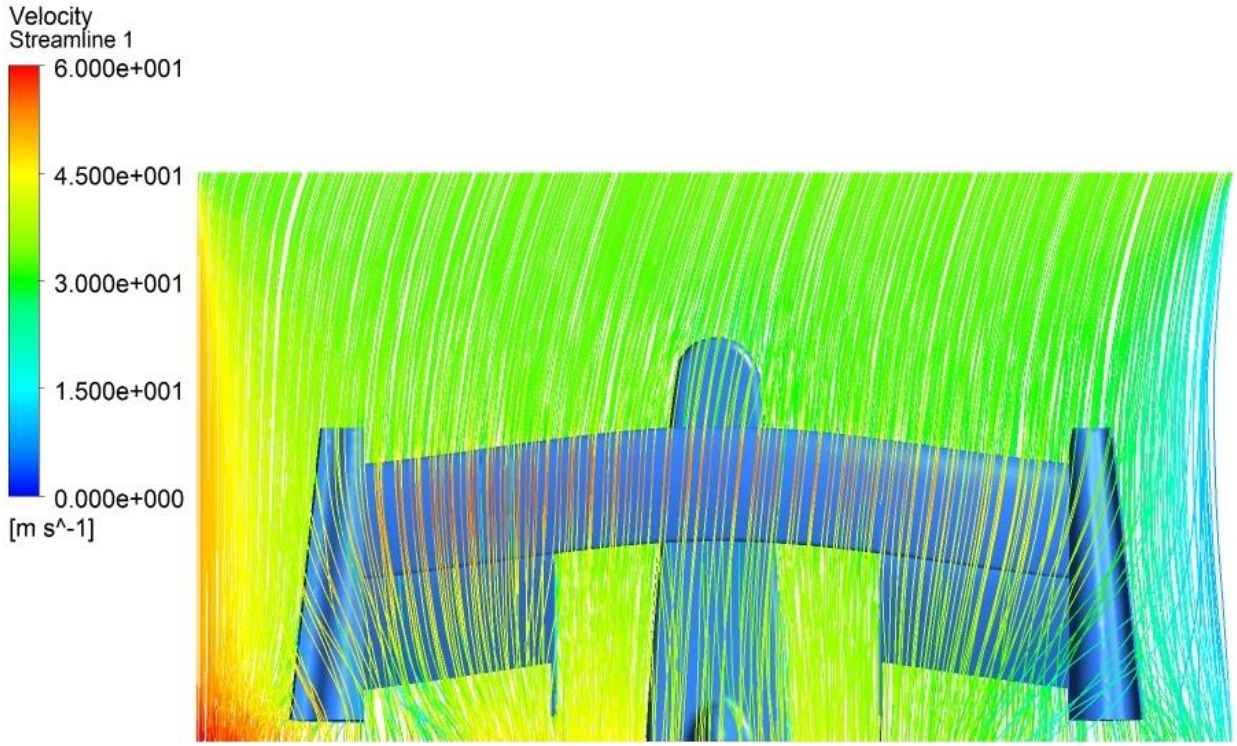


Рисунок 3.15 – Линии тока воздуха при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 20º в момент времени 2,2 с (вид снизу)

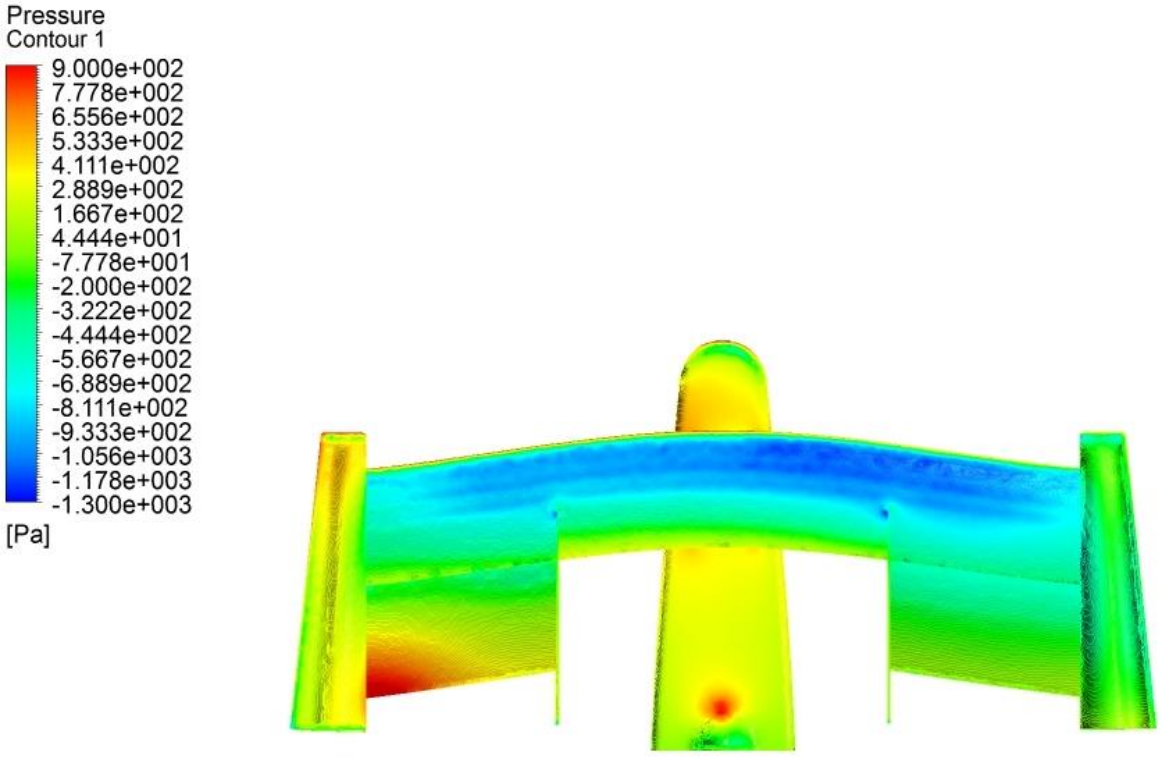


Рисунок 3.16 – Распределение статического давления по поверхности деформируемого антикрыла при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 20º в момент времени 2,2 с (вид снизу)

Значения прижимной силы $F_{пр}$ и силы лобового сопротивления $F_{лс}$, изменяющиеся в ходе аэродинамического расчета с углом рыскания 20º, сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Значения прижимной силы и силы лобового сопротивления в зависимости от времени расчета при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 20º

Время расчета, с	Прижимная сила $F_{пр}$, Н	Сила лобового сопротивления $F_{лс}$, Н
1	807	188
1,2	804	187
1,4	807	188
1,6	805	187
1,8	807	188
2	805	188
2,2	659	241
2,4	843	217
2,6	802	187
2,8	818	191
3	818	192
3,2	822	191
3,4	796	184
3,6	817	191
3,8	799	185
4	812	190

3.2.2 Аэродинамический расчет движения в кривой радиусом 100 м

При моделировании скоростного движения автомобиля в кривой, радиусом 100 м, переднее антикрыло гоночного автомобиля Даллара T12 обдувалось потоком воздуха со скоростью 195 км/ч (54,17 м/с), с углом между линиями набегающего потока и продольной осью антикрыла (углом рыскания антикрыла), равному 6º.

По аналогии с прямолинейным аэродинамическим обдуванием антикрыла, было проведено два расчета: один с недеформируемым антикрылом, другой с деформируемым антикрылом.

Так для обдувания недеформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 суммарная прижимная сила составляет $F_{пр}$ = 2502 Н. Суммарная сила лобового сопротивления в этом случае $F_{лс}$ = 569 Н.

На рисунках 3.17 – 3.18 показаны линии тока воздуха и распределение статического давления по поверхности антикрыла при обдувании с углом рыскания 6º.

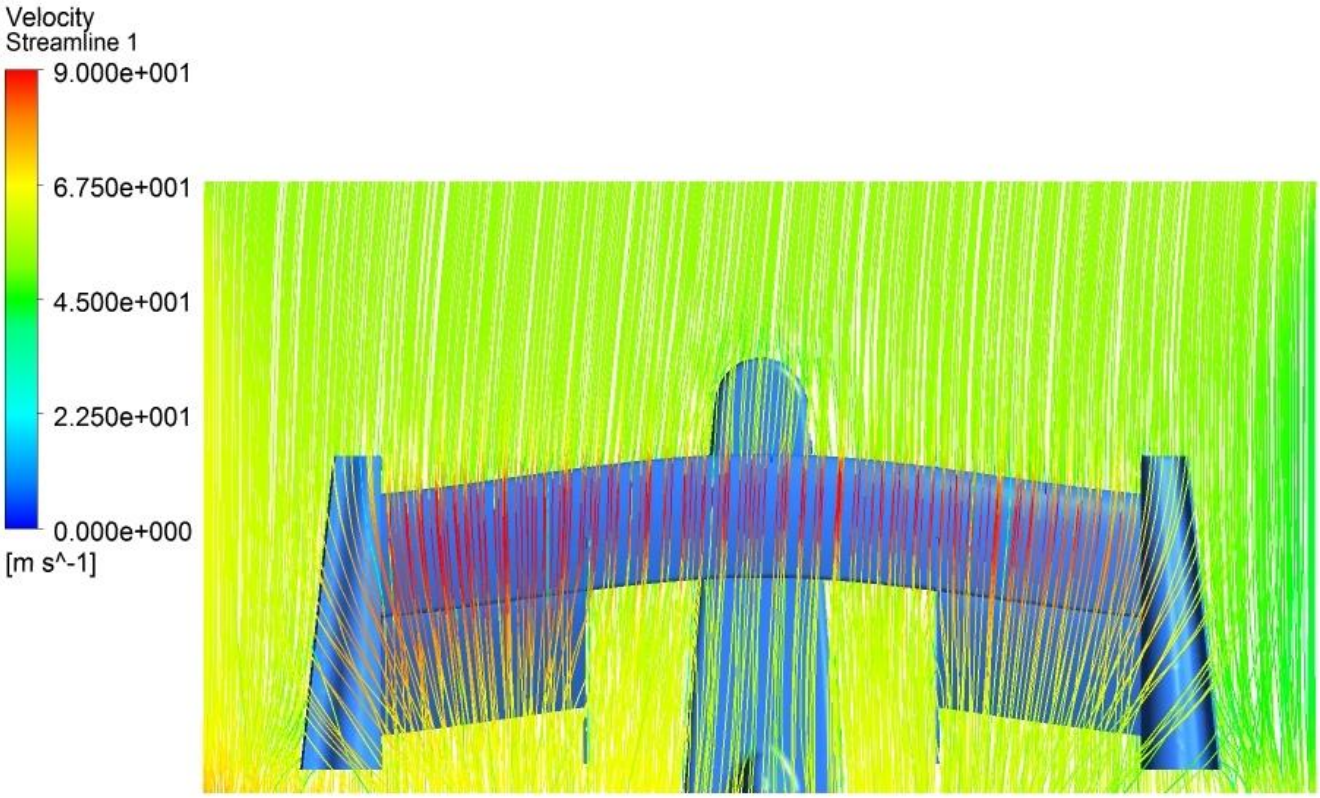


Рисунок 3.17 – Линии тока воздуха при аэродинамическом расчете недеформируемого антикрыла с углом рыскания 6º (вид снизу)

Аэродинамический расчет деформируемого антикрыла был ограничен временем в 4 с. Время расчета было разбито на 20 шагов, с длиной каждого шага равной 0,2 с.

В момент времени, равный 2 с, к антикрылу прикладывалось вертикальное ускорение, равное 300 м/с^2, моделирующие наезд автомобиля на бордюр.

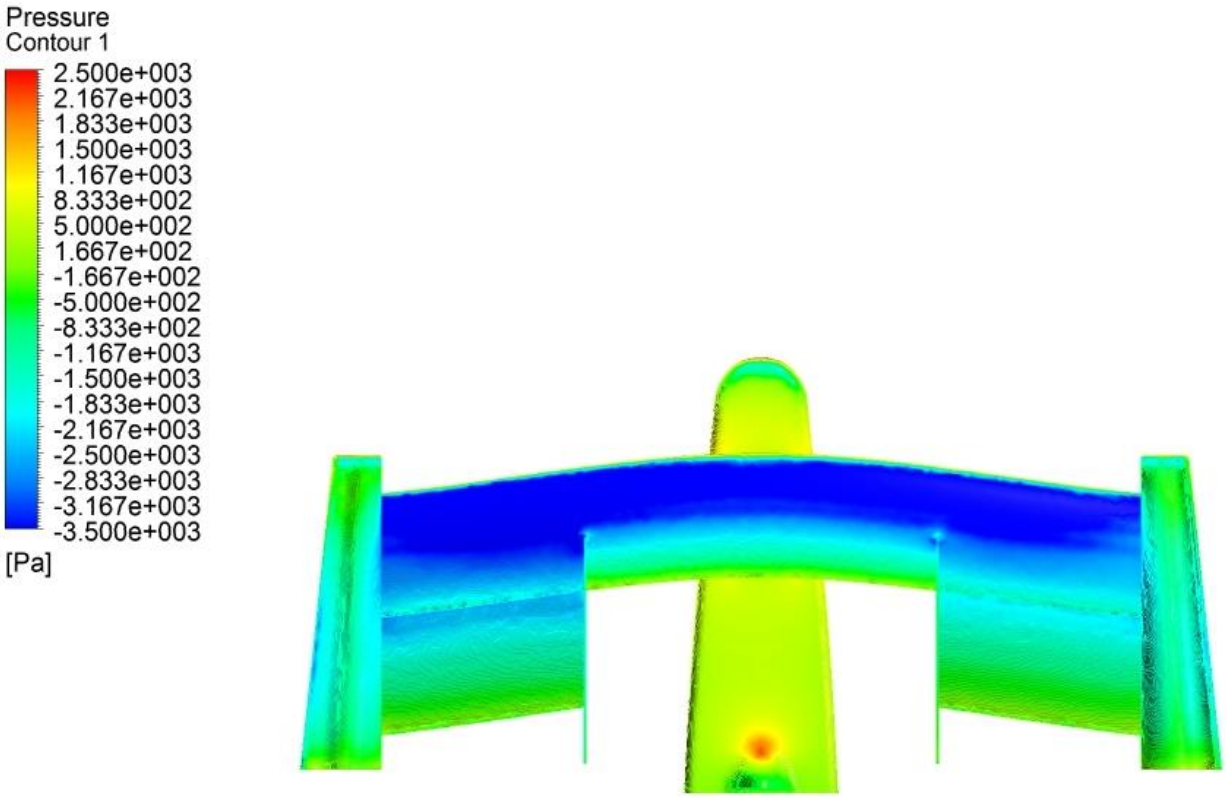


Рисунок 3.18 – Распределение статического давления по поверхности недеформируемого антикрыла при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 6º (вид снизу)

По аналогии с аэродинамическим расчетом движения в кривой, радиусом 50 м, рассматривался промежуток времени 1 – 4 с, не включающий в себя переходные процессы, вызванные мгновенным приложением аэродинамической нагрузки к конструкции антикрыла.

Наибольшие деформации переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 во время моделирования его аэродинамического обдувания с углом рыскания 6º, представлены на рисунке 3.19.

Из рисунка 3.19 видно, что в момент моделирования наезда на бордюр, происходили наибольшие деформации антикрыла.

На рисунках 3.20 – 3.21 показаны линии тока воздуха и распределение статического давления на поверхности антикрыла при CFD-моделировании деформируемого антикрыла с углом рыскания 6º в момент времени, равный 2 с, в который происходит стремительная деформация конструкции антикрыла.

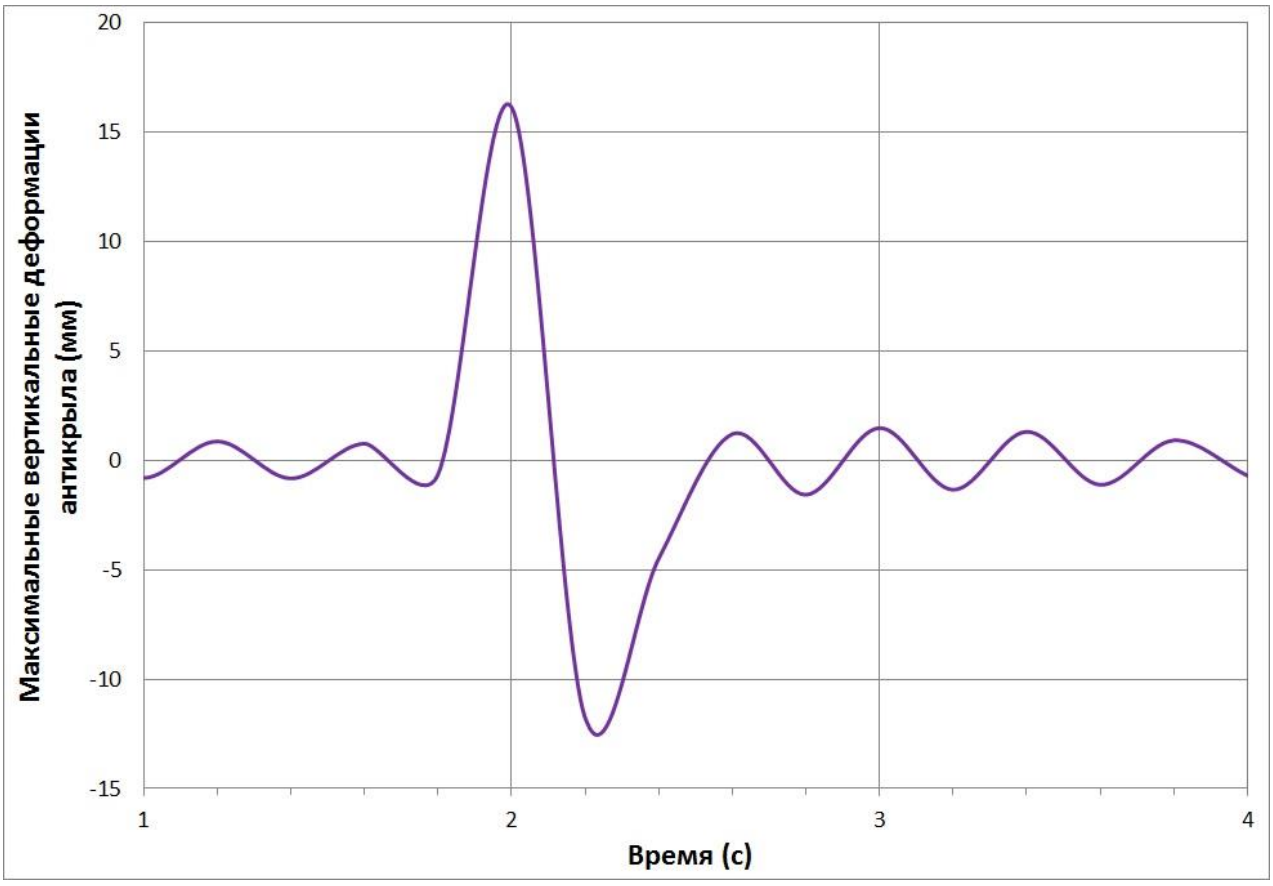


Рисунок 3.19 – Максимальные деформации переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 6º

Рисунок 3.20 – Линии тока воздуха при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 6º в момент времени 2 с (вид снизу)

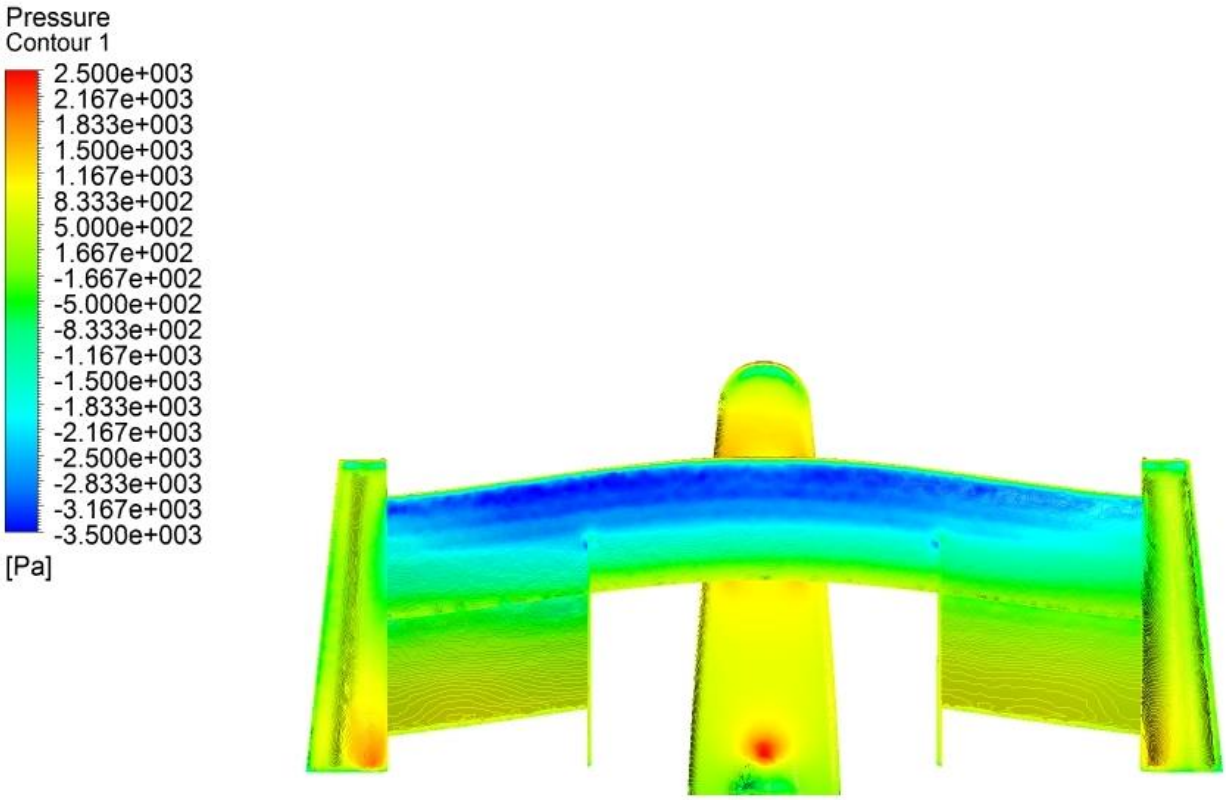


Рисунок 3.21 – Распределение статического давления по поверхности деформируемого антикрыла при его аэродинамическом расчете с углом рыскания 6º в момент времени 2 с (вид снизу)

Стремительная деформация антикрыла привела появлению отрывных турбулентных течений на задних кромках закрылков антикрыла. Это в свою очередь привело к увеличению статического давления по всей нижней поверхности сборки переднего антикрыла.

Увеличение статического давления на нижней поверхности антикрыла, стало причиной снижения уровня прижимной силы, а образование вихрей на кромках закрылков – причиной увеличения силы лобового сопротивления.

Значения прижимной силы $F_{пр}$ и силы лобового сопротивления $F_{лс}$, изменяющиеся в ходе аэродинамического расчета с углом рыскания 6º, сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Значения прижимной силы и силы лобового сопротивления в зависимости от времени расчета при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 6º

Время расчета, с	Прижимная сила $F_{пр}$, Н	Сила лобового сопротивления $F_{лс}$, Н
1	2257	481
1,2	2237	474
1,4	2258	481
1,6	2238	474
1,8	2256	480
2	2240	475
2,2	1893	569
2,4	2277	511
2,6	2229	475
2,8	2272	485
3	2245	495
3,2	2263	483
3,4	2228	472
3,6	2261	482
3,8	2234	473
4	2256	481

3.3 Анализ влияния вибраций антикрыла на уровень прижимной силы и устойчивость при прохождении кривых малого радиуса

Для анализа характера влияния вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 на уровень генерируемой им прижимной силы, результаты аэродинамических расчетов деформируемого антикрыла с углами рыскания 20º и 6º, представленные в таблицах 3.4 и 3.5, целесообразно рассмотреть в виде графиков.

На рисунке 3.22 изображен график изменения значений прижимной силы и силы лобового сопротивления в зависимости от времени расчета при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 20º. Для удобства сравнения результатов CFD-моделирования недеформируемого и деформируемого антикрыльев, значения прижимной силы и силы лобового сопротивления, полученные при анализе аэродинамического обтекания

недеформируемого антикрыла, обозначены пунктирной линией. Также, значения прижимной силы и силы лобового сопротивления при CFD-моделировании деформируемого антикрыла в начальный момент времени, приняты равными значениям этих величин при CFD-моделировании недеформируемого антикрыла.

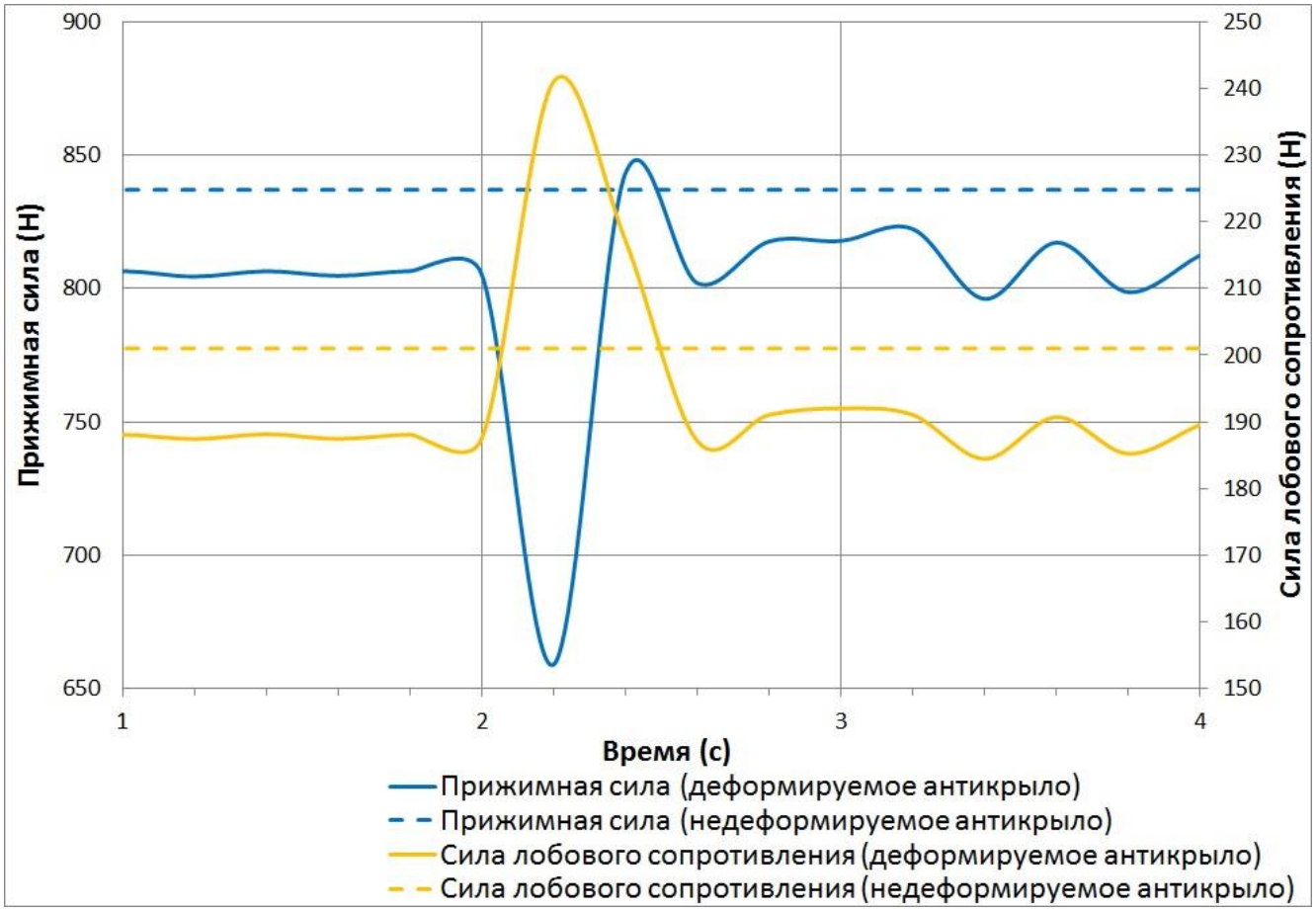


Рисунок 3.22 – График изменения прижимной силы и силы лобового сопротивления при аэродинамическом расчете деформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 с углом рыскания 20º

Анализируя график, изображенный на рисунке 3.22, можно сделать вывод, что из-за явления аэроупругости уровень прижимной силы уменьшается на 3,73 % по сравнению со значением, полученным при CFD-моделировании недеформируемого антикрыла. При этом наблюдается уменьшение силы лобового сопротивления на 6,47 %.

В момент времени 2 с, когда образуются вихревые течения, обусловленные стремительной деформацией антикрыла, уровень прижимной силы падает на 21,27 % по сравнению со значением, полученным при CFD-моделировании недеформируемого антикрыла. При этом также происходит увеличение силы лобового сопротивления на 19,9 %.

Из этого можно сделать вывод, что в случаях, когда происходит стремительная деформация конструкции антикрыла, уровень генерируемой им прижимной силы снижается почти на четверть.

При этом результаты, полученные в ходе проведения экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12, показывают, что такие стремительные деформации конструкции антикрыла происходят достаточно часто, и обуславливаются работой подвески автомобиля при наездах на бордюры.

На рисунке 3.23 изображен график изменения значений прижимной силы и силы лобового сопротивления в зависимости от времени расчета при аэродинамическом расчете деформируемого антикрыла с углом рыскания 6º.

Анализируя этот график можно сделать вывод, что из-за явления аэроупругости уровень прижимной силы уменьшается на 10,15 % по сравнению со значением, полученным при CFD-моделировании недеформируемого антикрыла. При этом наблюдается уменьшение силы лобового сопротивления на 16,17 %.

В момент времени 2 с, когда образуются вихревые течения, обусловленные стремительной деформацией антикрыла, уровень прижимной силы падает на 24,34 % по сравнению со значением, полученным при CFD-моделировании недеформируемого антикрыла.

Таким образом, можно сделать вывод, что вибрации антикрыльев снижают уровень генерируемой ими прижимной силы. При этом, чем интенсивнее эти вибрации происходят, тем сильнее это отражается на значении прижимной силы.

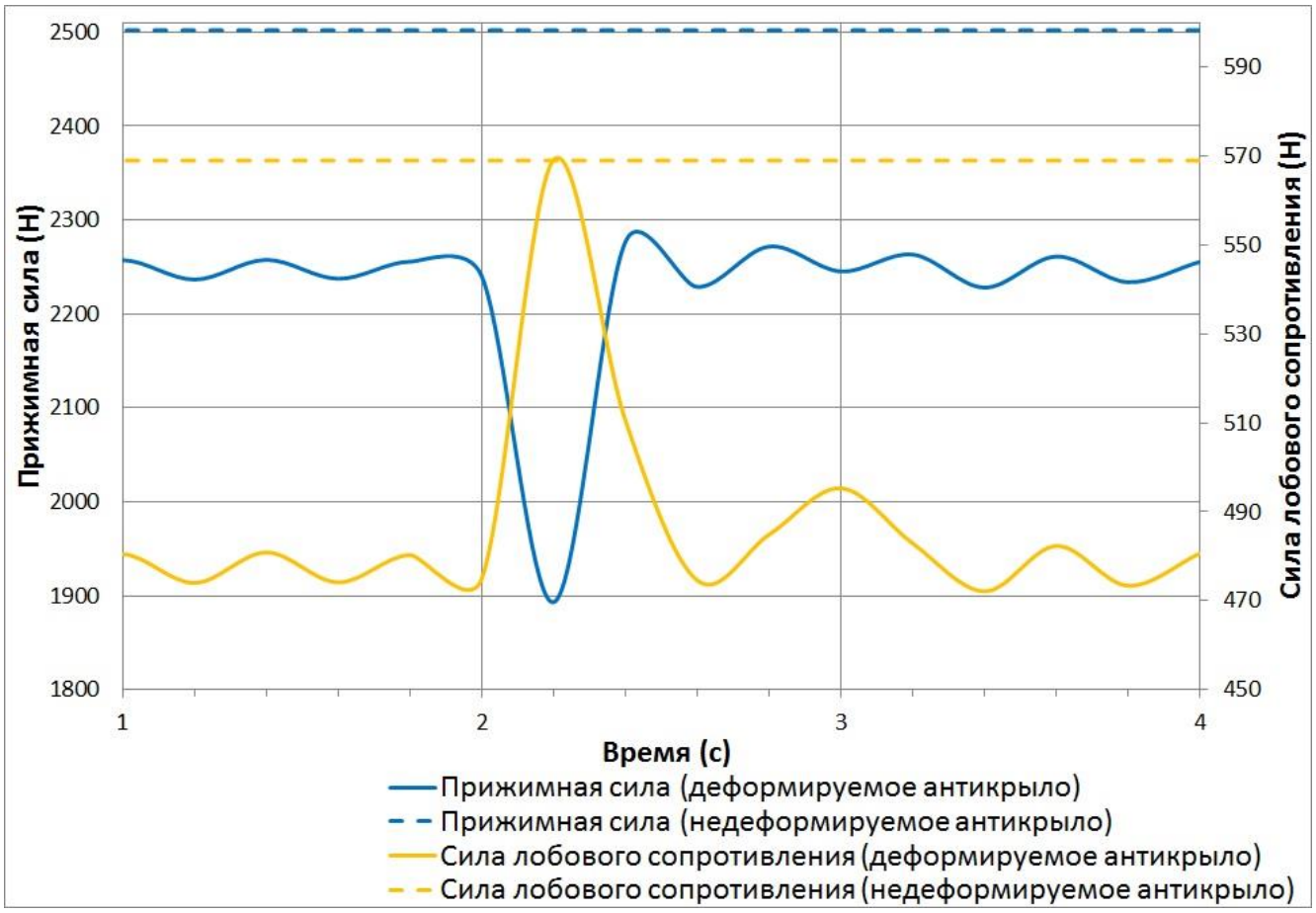


Рисунок 3.23 – График изменения прижимной силы и силы лобового сопротивления при аэродинамическом расчете деформируемого переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 с углом рыскания 6º

Рассмотренное в процентном соотношении, снижение прижимной силы, обусловленное вибрациями переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12, приводит к снижению критической скорости прохождения кривой на 1 – 2 % (при расчете по формуле (1.7)).

Также, из-за конструктивных различий между передним (консольная балка) и задним (защемленная по концам балка) антикрыльями, вибрации на переднем антикрыле происходят интенсивнее, что приводит к большему снижению прижимной силы на переднем антикрыле. Это изменяет баланс автомобиля при прохождении кривых и создает недостаточную поворачиваемость.

В таблице 3.6 приведены скорости прохождения кривых одного круга трассы Моторлэнд Арагон, определенные с помощью программного комплекса

для анализа параметров движения гоночных автомобилей PI Toolbox (Cosworth Electronics Ltd), для случаев с недеформируемым передним антикрылом и деформируемым антикрылом, снижающим критическую скорость прохождения кривой из-за вибраций на 1 %.

Таблица 3.6 – Скорости прохождения кривых одного круга трассы Моторлэнд Арагон

Номер кривой	Средний радиус, м	Средняя скорость прохождения кривой, км/ч	
		Жесткие антикрылья	Антикрылья подверженные вибрациям
1	60	127	125,73
2	120	195	193,05
3	130	233	230,67
4	170	241	238,59
5	50	111	109,89
6	150	192	190,08
7	50	117	115,83
8	50	128	126,72
9	30	83	82,17
10	130	209	206,91
11	430	263	260,37
12	60	117	115,83
13	120	188	186,12
14	60	107	105,93
15	40	89	88,11
16	15	51	50,49
17	90	156	154,44
18	180	207	204,93

Анализ времени прохождения круга показал, что гоночный автомобиль Даллара с жестким недеформируемым антикрылом, проезжает один круг трассы, длиной 5345 м, за 101,725 с.

При проезде одного круга трассы, гоночным автомобилем Даллара T12 с вибрирующим антикрылом, время прохождения трассы увеличится на 0,561 с, и составит 102,286 с.

В связи с тем, что такое увеличение времени прохождения круга, является существенным для автоспортивных соревнований, возникает необходимость в выработке технического решения по снижению влияния вибраций аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, на устойчивость гоночных автомобилей [115, 121].

3.4 Выводы по разделу 3

1. Проведен модальный анализ модели переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12. Определены первые десять форм и частот собственных колебаний антикрыла. Установлено, что возникновение резонанса переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 маловероятно, так как наименьшая собственная частота колебаний равняется 21,6 Гц, в то время как наибольшую мощность спектр колебаний антикрыла, полученный по результатам экспериментальных исследований, имеет в районе 1 – 5 Гц, а самый высокочастотный всплеск находится в районе 7,4 Гц.

2. Проведены аэродинамические расчеты переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 с углами набегающего потока 20 и 6°,и скоростями 120 и 195 км/ч, моделирующие движение в кривых с радиусами 50 и 100 м соответственно. Определены аэродинамические нагрузки, зоны распределения статического давления и направление линий тока воздуха.

3. Установлено, что вибрации антикрыла снижают уровень прижимной силы. Это происходит из-за явления аэроупругости, срыва потока и образования вихревых течений. Так при обдувании антикрыла потоком со скоростью 120 км/ч с углом рыскания 20º, во время больших деформаций антикрыла, уровень прижимной силы падает на 21,27 % по сравнению со значением, полученным при расчете недеформируемого антикрыла. При обдувании антикрыла с углом рыскания 6º и скорости набегающего потока 195 км/ч, из-за явления аэроупругости уровень прижимной силы снижается на 10,15 %, а во время больших деформаций антикрыла – на 24,34 %. Такое понижение уровня прижимной силы, снижает критическую скорость прохождения кривой на 1 – 2 %.

4 СПОСОБ И СИСТЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СКОРОСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ КРИВЫХ НА БОЛЬШИХ СКОРОСТЯХ

В предыдущем разделе диссертационной работы было установлено, что вибрации антикрыльев снижают уровень генерируемой ими прижимной силы. Снижение прижимной силы, в свою очередь, приводит к уменьшению запаса устойчивости автомобиля при движении в кривых.

Рациональным решением этой проблемы является разработка системы автоматического управления аэродинамическими параметрами гоночного автомобиля, способной в случае снижения прижимной силы, предотвратить потерю устойчивости при прохождении кривых малого радиуса, путем изменения углов атаки антикрыльев.

Такой способ обеспечения устойчивости гоночного автомобиля в кривых, и система автоматического управления, работающая по этому принципу, рассмотрены в данном разделе.

4.1Способ обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса за счет активного управления закрылками антикрыльев

Сущность способа обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств в кривых малого радиуса заключается в установке дополнительной системы автоматического управления, которая при изменении показателей устойчивости и управляемости будет вырабатывать активные воздействия на закрылки антикрыльев скоростного транспортного средства, с целью обеспечения его стабильного движения.

Структурная схема предложенного способа приведена на рисунке 4.1.

Основным элементом системы управления, спроектированной для реализации этого способа, является программируемый логический контроллер, в который поступает информация о движении гоночного автомобиля или другого

скоростного транспортного средства с датчиков, измеряющих следующие параметры:

- скорость автомобиля (посчитанная по алгоритму блока управления двигателем);
- скорость каждого колеса автомобиля;
- продольное и поперечное ускорение автомобиля;
- угол поворота руля;
- давление в тормозной системе.

Обрабатывая полученные входные сигналы с датчиков по определенному алгоритму, контроллер вырабатывает управляющие воздействия на приводы механизмов изменения угла атаки закрылков антикрыльев.

Рисунок 4.1 – Структурная схема способа обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств при прохождении кривых на больших скоростях

Исходя из наиболее распространенной компоновки современных гоночных автомобилей формульного типа, управление осуществляется двумя закрылками переднего антикрыла, расположенных с его левой и правой стороны

соответственно, и одним закрылком заднего антикрыла, расположенного вдоль всей его поверхности. При этом из-за большой длины заднего закрылка, рационально использовать два привода, расположенных по его торцам, и работающих синхронно [121].

Первая часть алгоритма контроллера заключается в обеспечении устойчивого торможения перед входом в кривую. Так при торможении часть веса с задней оси автомобиля перемещается на переднюю, задние колеса разгружаются, и эффективность их торможения снижается, при этом возникает риск их блокировки.

При нажатии гонщиком педали тормоза резко увеличивается давление в тормозной системе. Этот сигнал контроллер рассматривает как начало торможения и увеличивает угол атаки заднего закрылка, в результате чего увеличивается прижимная сила на задней оси автомобиля. Это в свою очередь способствует увеличению силы трения колес задней оси с дорогой и повышению эффективности ее торможения. При этом увеличенный угол атаки заднего закрылка приводит к увеличению силы лобового сопротивления, что так же способствует повышению эффективности торможения [96, 119].

В процессе выполнения этой части алгоритма контроллера, постоянно отслеживается скорость задних колес. Так в случае блокировки одного или двух задних колес (скорость колеса отличается от скорости автомобиля более чем на 10%), контроллер дополнительно увеличивает угол атаки заднего закрылка, с целью увеличения силы трения колес задней оси с дорогой.

В момент когда, автомобиль начинает поворачивать, вступает в действие основная часть алгоритма программируемого логического контроллера.

Контроллер отслеживает управляемость автомобиля в каждый момент времени, и определяет, склонен ли автомобиль к нейтральной, недостаточной или избыточной поворачиваемости. На основе этого вырабатываются необходимые управляющие воздействия на приводы механизмов изменения угла атаки закрылков [96].

Для реализации этого алгоритма, необходимо ввести понятие «теоретический угол поворота руля». Под этим понятием подразумевается угол поворота руля, необходимый и достаточный для прохождения кривой определенного радиуса с определенной скоростью.

Для определения радиуса кривой в каждый момент времени, используется значение скорости автомобиля, посчитанное по алгоритму блока управления двигателем и значение поперечного ускорения автомобиля.

Расчетная схема определения радиуса кривой R приведена на рисунке 4.2.

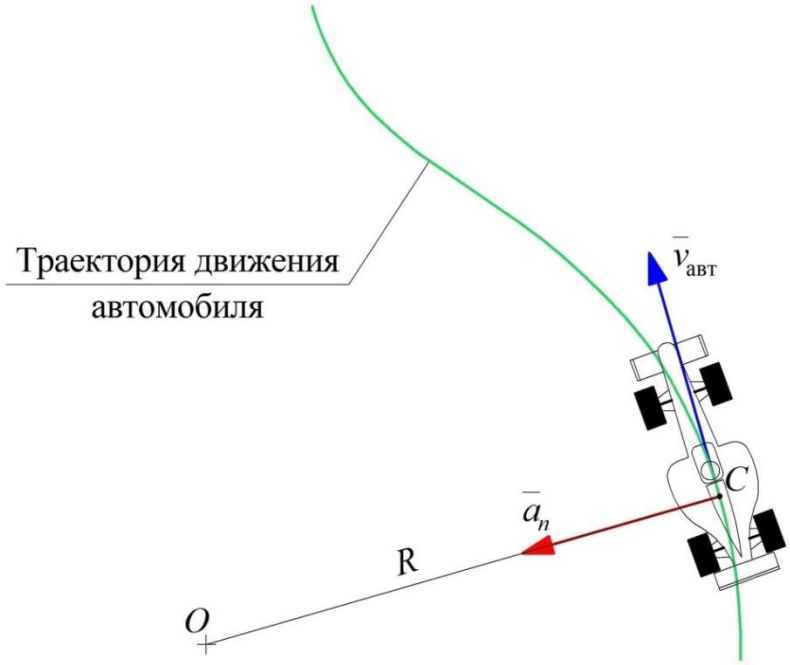


Рисунок 4.2 – Расчетная схема для определения радиуса кривой

Поперечное ускорение a_n, при движении по криволинейной траектории можно определить как [87]:

$$|a_n| = \frac{v_{авт}^2}{R}, \tag{4.1}$$

где $v_{авт}$ – скорость автомобиля, посчитанная по алгоритму блока управления двигателем.

Из (4.1) радиус кривой R, определяется как:

$$R = \frac{v_{\text{авт}}^2}{|a_n|}, \tag{4.2}$$

Расчетная схема для определения требуемого угла поворота колес автомобиля при прохождении кривой, радиусом *R*, изображена на рисунке 4.3.

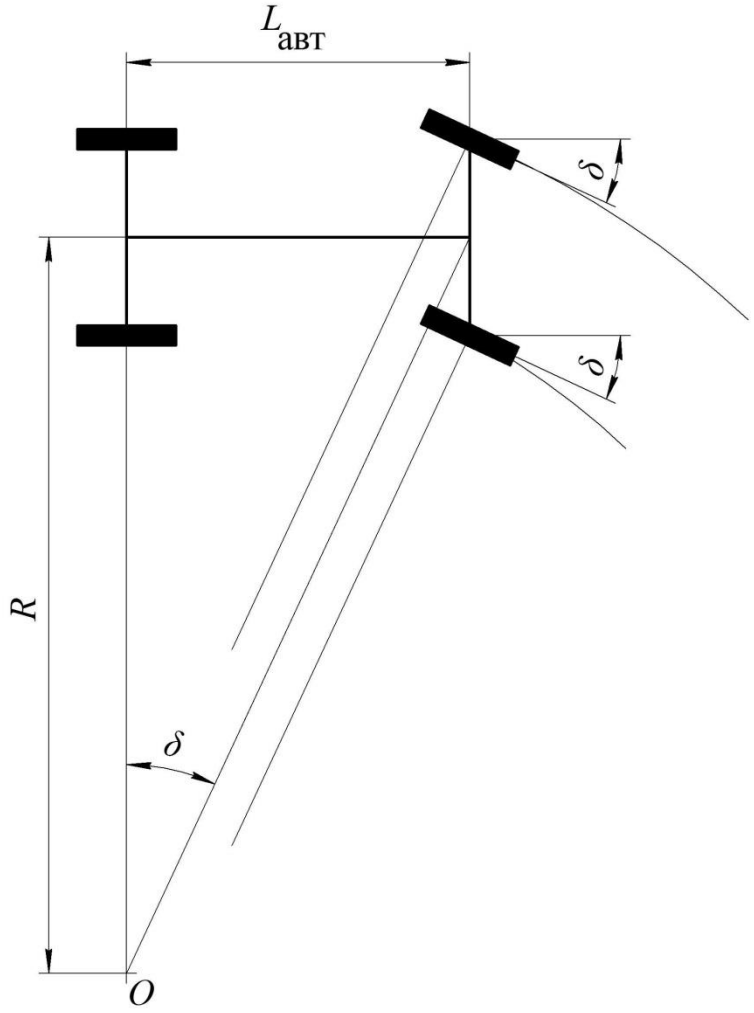


Рисунок 4.3 – Расчетная схема для определения угла поворота колес автомобиля

На схеме, представленной на рисунке 4.3, изображен автомобиль, движущийся по дуге постоянного радиуса. Предполагается, что автомобиль движется по ровной поверхности, каждое колесо катится в своей плоскости, углы скольжения колес равны нулю, перенос веса, обусловленный действием инерционных сил, отсутствует, а угловые перемещения, возникающие при переносе центра тяжести автомобиля на заднюю ось – пренебрежимо малы [121].

В этом случае, требуемый угол поворота колес можно определить по формуле (4.3):

$$\delta = \text{arctg}\left(\frac{L_{\text{авт}}}{R}\right), \tag{4.3}$$

где $L_{\text{авт}}$ – база автомобиля.

Тогда, теоретический угол поворота руля $\alpha_{\text{теор}}$, с учетом конструкции механизма рулевого управления и переводом радиан в градусы, можно определить по формуле (4.4):

$$\alpha_{\text{теор}} = \text{arctg}\left(\frac{L_{\text{авт}}}{R}\right)\frac{180}{\pi}\, i_{\text{рул.уп}}, \tag{4.4}$$

где $i_{\text{рул.уп}}$ – передаточное число механизма рулевого управления.

На рисунке 4.4 представлено сравнение графиков реального угла поворота руля гонщиком, измеренного при помощи соответствующего датчика, и теоретического угла поворота, определенного по формуле (4.4) для каждого конкретного момента времени при проезде одного круга трассы Моторлэнд Арагон во время проведения экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12.

Так на рисунке 4.4 видно, что в некоторых кривых трассы, реальный угол поворота руля значительно превышает теоретический угол поворота, что указывает на недостаточную поворачиваемость автомобиля.

Теоретический угол поворота руля $\alpha_{\text{теор}}$, постоянно сравнивается с реальным углом поворота $\alpha_{\text{реал}}$, измеряемым датчиком поворота руля.

Если $\alpha_{\text{реал}} = \alpha_{\text{теор}}$, то автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью. Угол поворота руля гонщиком $\alpha_{\text{реал}}$ соответствует углу $\alpha_{\text{теор}}$, необходимому и достаточному для прохождения кривой, заданного радиуса на заданной скорости. В этом случае контроллер не вырабатывает управляющих воздействий на приводы закрылков. Углы атаки остаются неизменными.

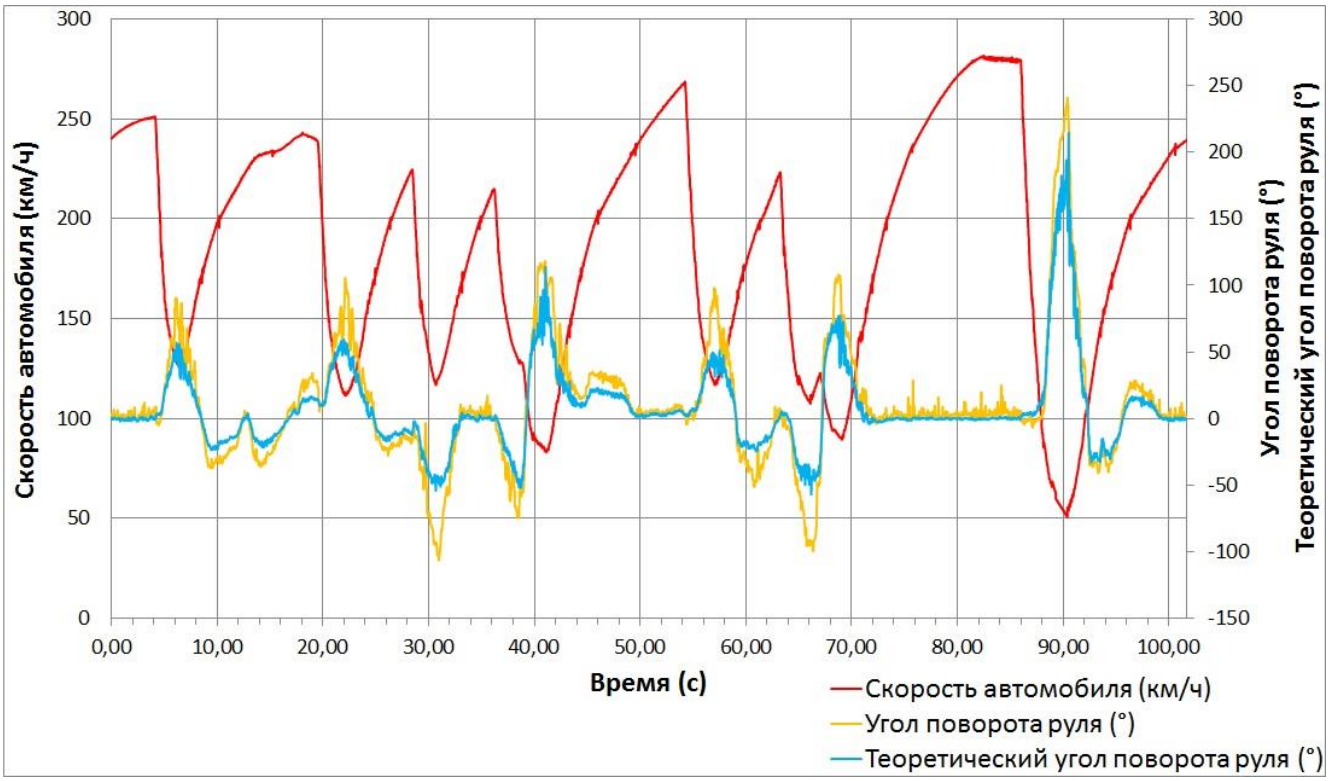


Рисунок 4.4 – График изменения угла поворота руля в течение прохождения одного круга трассы во время проведения экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Если $\alpha_{\text{реал}} > \alpha_{\text{теор}}$, то автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью. Гонщик поворачивает руль на больший угол, поскольку угол поворота равный $\alpha_{\text{теор}}$, не позволяет сохранить автомобиль на оптимальной траектории. В этом случае необходимо активное управление.

Первоначально выполняется необходимое условие по величине общего ускорения автомобиля. Общее ускорение автомобиля a определяется как геометрическая сумма векторов продольного ускорения a_τ и поперечного ускорения a_n. Изменение углов атаки закрылков возможно только при условии, что $a > 1{,}5\ g$. При меньших значениях общего ускорения автомобиля, не имеет смысла осуществлять активное управление.

При одновременном выполнении условий $\alpha_{\text{реал}} > \alpha_{\text{теор}}$ и $a > 1{,}5\ g$, контроллер вырабатывает управляющие сигналы для компенсации недостаточной поворачиваемости.

Сначала начинает увеличиваться угол атаки внутреннего (по отношению к центру кривой) закрылка переднего антикрыла. Если при достижении максимального угла атаки этого закрылка, $\alpha_{\text{реал}}$ все еще превышает $\alpha_{\text{теор}}$, то тогда начинает увеличиваться угол атаки внешнего (по отношению к центру кривой) закрылка переднего антикрыла.

Если же и при достижении максимального угла атаки внешнего закрылка условие $\alpha_{\text{реал}} > \alpha_{\text{теор}}$ продолжает выполняться, то можно сделать вывод, что меры по компенсации недостаточной поворачиваемости оказались недостаточно эффективными, тогда возникает необходимость в сознательном изменении управляемости автомобиля, в сторону избыточной поворачиваемости. В этом случае контроллер вырабатывает управляющий сигнал на уменьшение угла атаки заднего закрылка, увеличенного при торможении перед входом в кривую.

Величина изменения угла атаки закрылков зависит от скорости автомобиля, посчитанной по алгоритму блока управления двигателем. Так при прохождении высокоскоростных кривых для компенсации недостаточной поворачиваемости, достаточно лишь слегка увеличить угол внутреннего закрылка переднего антикрыла. В то время как в кривых малого радиуса может возникнуть необходимость не только в увеличении углов атаки закрылков переднего антикрыла, но и в уменьшении угла атаки закрылка заднего антикрыла. Это объясняется уменьшением эффективности работы антикрыльев на низких скоростях [106, 119].

После выхода из кривой и приравнения $\alpha_{\text{реал}}$ с $\alpha_{\text{теор}}$, контроллер возвращает закрылки в исходную позицию, снижая при этом лобовое сопротивление автомобиля.

Если $\alpha_{\text{реал}} < \alpha_{\text{теор}}$, то автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью. Гонщик поворачивает руль на меньший угол, поскольку угол поворота равный $\alpha_{\text{теор}}$ может сорвать автомобиль в занос.

При выполнении условия $a > 1{,}5\ g$, контроллер вырабатывает управляющие сигналы для компенсации избыточной поворачиваемости.

Сначала начинает увеличиваться угол атаки закрылка заднего антикрыла. Если при достижении максимального значения угла атаки закрылка заднего антикрыла $\alpha_{\text{реал}}$ все еще меньше чем $\alpha_{\text{теор}}$, то тогда начинает уменьшаться угол атаки внешнего закрылка переднего антикрыла.

Если при достижении максимального угла атаки закрылка заднего антикрыла, и минимального угла атаки внешнего закрылка переднего антикрыла, условие $\alpha_{\text{реал}} < \alpha_{\text{теор}}$ продолжает выполняться, то контроллер начинает уменьшение угла атаки внутреннего закрылка переднего антикрыла.

После выхода из кривой закрылки возвращаются в исходную позицию.

При блокировке левого или правого переднего колеса на торможениях, по аналогии с блокировкой задних колес, контроллер увеличивает угол атаки соответствующего закрылка переднего антикрыла. Это приводит к увеличению силы трения заблокированного колеса с дорогой и способствует его разблокировке. После этого, если выполняется условие $\alpha_{\text{реал}} = \alpha_{\text{теор}}$, закрылок возвращается в исходное положение.

Предложенный способ позволяет обеспечивать устойчивость и хорошую управляемость скоростных транспортных средств в условиях постоянного изменения внешних воздействий и параметров самих транспортных средств.

Одним из достоинств данного способа, является существенное снижение риска возникновения избыточной поворачиваемости, которая может привести к срыву автомобиля в занос и созданию аварийной ситуации. Этот положительный эффект достигается за счет увеличения силы трения колес задней оси с дорогой, путем увеличения угла атаки закрылка заднего антикрыла еще до входа в кривую.

4.2 Система обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара T12 при прохождении кривых малого радиуса

На основе способа обеспечения устойчивости скоростных транспортных средств при прохождении кривых на больших скоростях за счет активного управления закрылками антикрыльев, спроектирована система обеспечения

устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 при прохождении кривых малого радиуса.

Эта система представляет собой набор дополнительных элементов и узлов, устанавливаемых на шасси автомобиля и взаимодействующих со стандартными системами гоночного автомобиля Даллара Т12.

Расположение элементов системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 в кривых, схематически приведено на рисунке 4.5.

Основным элементом системы является программируемый логический контроллер фирмы «Ваго» (Германия), установленный в боковом понтоне шасси, и питаемый от электрической системы автомобиля.

Бортовая электрическая система гоночного автомобиля Даллара Т12 работает на постоянном токе с напряжением 12 В. В свою очередь, для питания контроллера необходимо напряжение 24 В, поэтому также требуется установка на автомобиль повышающего DC–DC преобразователя.

В контроллер поступает информация со следующих датчиков, уже установленных на автомобиле стандартной конфигурации:

- датчика измерения скорости переднего левого колеса автомобиля;
- датчика измерения скорости переднего правого колеса автомобиля;
- датчика измерения скорости заднего левого колеса автомобиля;
- датчика измерения скорости заднего правого колеса автомобиля;
- датчика измерения продольного и поперечного ускорения автомобиля;
- датчика измерения угла поворота руля автомобиля.

Значение скорости движения автомобиля, вычисляемое по специальному алгоритму, исходя из значений скорости каждого колеса, поступает в контроллер из блока управления двигателем.

Так же на автомобиль необходимо установить два реле давления (в тормозную систему передней и задней оси соответственно).

В стандартной конфигурации автомобиля предусмотрены датчики давления, однако поскольку алгоритм работы системы обеспечения устойчивости предусматривает при торможении максимальное увеличение угла атаки закрылка

заднего антикрыла, то целесообразно установить в тормозную систему реле давления, работающие по принципу: открыто – закрыто.

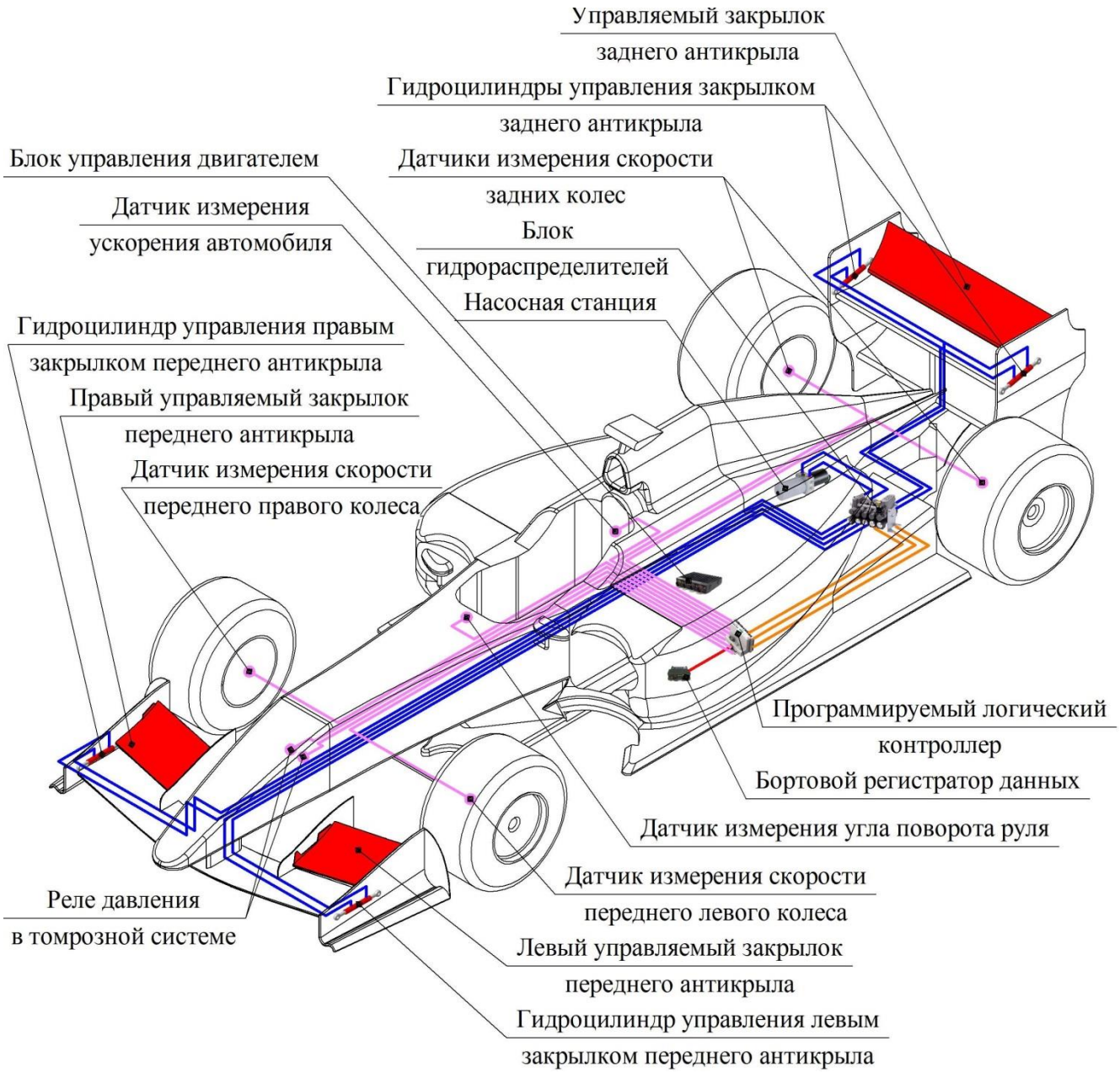


Рисунок 4.5 – Система обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара T12 при прохождении кривых малого радиуса

Это объясняется тем, что гонщики практически не используют тормоза для небольшого сброса скорости автомобиля. Каждое торможение в гонках является экстренным, в сравнении с торможениями на обычных автомобилях, предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования.

На рисунке 4.6 приведен график изменения основных параметров автомобиля в течение прохождения одного круга трассы Моторлэнд Арагон, во время проведения экспериментальных исследований вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12. Так из рисунка 4.6 видно, что большую часть времени прохождения круга гонщик проводит с максимально выжатой педалью газа (угол открытия дроссельной заслонки). И лишь в течение небольших промежутков времени гонщик отпускает педаль газа и кратковременно максимально выжимает педаль тормоза.

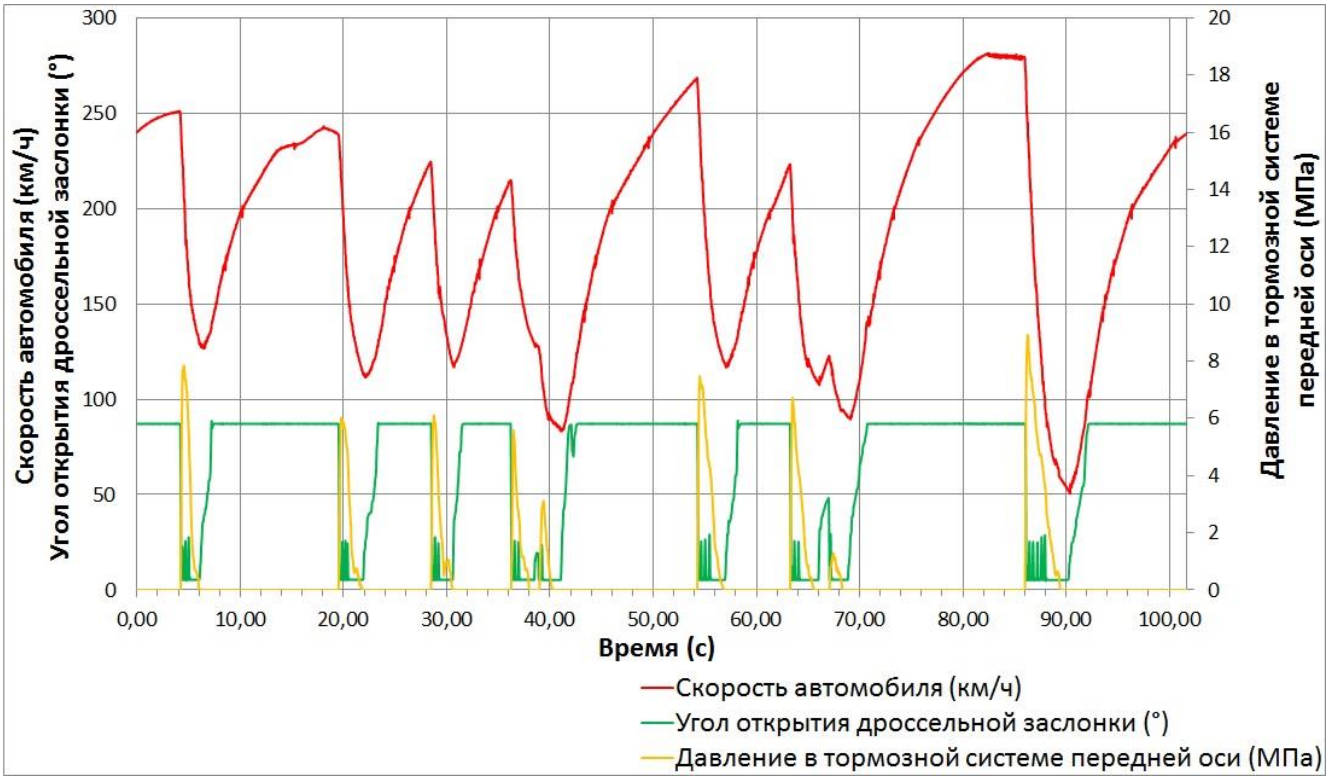


Рисунок 4.6 – Изменение основных параметров автомобиля в течение прохождения одного круга трассы Моторлэнд Арагон

Исходя из этого, почти каждое торможение можно считать экстренным. Поэтому не требуется плавное регулирование угла атаки закрылка в зависимости от давления в тормозной системе автомобиля.

Реле давления настраивается на 2 МПа. Если значение давления в тормозной системе превышает эту величину, то электрическая схема реле

давления замыкается, что воспринимается контроллером как экстренное торможение, и он увеличивает угол атаки заднего антикрыла до максимальной величины.

Контроллер анализирует информацию, поступающую с подключенных к нему датчиков по определенному алгоритму, на основании которого и вырабатывает управляющие воздействия на катушки пропорциональных гидрораспределителей системы управления закрылками.

Вся информация о работе контроллера передается в бортовой регистратор данных, который позволяет инженерам, обслуживающим автомобиль, следить за работой системы обеспечения устойчивости в каждом конкретном месте трассы.

Возможность анализа работы системы обеспечения устойчивости, позволяет при необходимости своевременно вносить изменения в алгоритм работы контроллера, с целью повышения эффективности работы системы.

Преимущества систем управления с логическими программируемыми контроллерами изложены в работах [23, 34, 35, 52, 53, 54, 55, 61, 83, 91, 93, 95].

Алгоритм работы контроллера системы обеспечения устойчивости приведен в приложении А.

Программа контроллера написана на графическом языке программирования CFC в среде разработки CODESYS.

Среда разработки CODESYS является свободно распространяемым комплексом для программирования логических котроллеров.

Основное преимущество графического языка программирования CFC заключается в том, что программа, написанная на этом языке, может выполнять множество параллельных процессов, возникающих в результате обработки входной информации, полученной с подключенных к контроллеру датчиков, в то время как текстовые программы постоянно прорабатывают всю цепочку алгоритма. Использование параллельного принципа программирования позволяет сократить время быстродействия системы обеспечения устойчивости, что является очень важным при прохождении поворотов на высоких скоростях [23, 52].

Программа контроллера выполняется циклически в течение всего времени, пока контроллер работает. Это позволяет непрерывно отслеживать управляемость автомобиля и при необходимости активно управлять ей. Так при вхождении автомобиля в кривую, система начинает управлять закрылками антикрыльев, стремясь приблизить реальную управляемость автомобиля к нейтральной. После выхода из кривой, в случае выполнения всех условий алгоритма работы программы, система возвращает все закрылки антикрыльев в исходное положение, соответствующее минимальному углу атаки.

Таким образом, осуществляется рациональное использование прижимной силы: в кривых, при необходимости, система управления создает максимально возможный уровень прижимной силы, а на прямых участках трассы – минимальный, снижая, таким образом, лобовое сопротивление движению автомобиля. В результате создаются благоприятные условия для увеличения скорости, как в кривых, так и на прямых участках трассы.

Программа контроллера, написанная на графическом языке программирования CFC, приведена в приложении Б.

В программе сначала описываются константы (уставки) и локальные переменные. Для удобства чтения программы назовем уставки и переменные следующим образом:

- wheelBase – база автомобиля ($L_{\text{авт}}$ = 3,125 м);
- ratioSteeringWheel – передаточное число механизма рулевого управления ($i_{\text{рул.уп}}$ = 14,6);
- accRef – уставка по ускорению (a = 1,5 g ≈ 14,7 м/с^2);
- accel_total – полное ускорение автомобиля (векторная сумма поперечного и продольного ускорений);
- radius – радиус кривой;
- angle_theor – теоретический угол поворота руля;
- enable – разрешение;

- refVolt – уставка по напряжению потенциометрического датчика угла поворота руля (V = 3 В). Соответствует нулевому углу поворота руля (при движении прямо). При повороте направо напряжение датчика увеличивается, при повороте налево – уменьшается;
- turnRight – поворот направо;
- turnLeft – поворот налево;
- d1 – промежуточная переменная;
- d2 – промежуточная переменная;
- testCondition1 – проверка условия 1;
- testCondition2 – проверка условия 2;
- testCondition3 – проверка условия 3;
- testCondition4 – проверка условия 4.

Согласно программе, приведенной в приложении Б, контроллер вырабатывает управляющие воздействия на катушки гидрораспределителей системы управления. Выбор гидравлического привода обуславливается возможность плавного бесступенчатого изменения углов атаки закрылков.

При этом в целях повышения надежности и упрощения конструкции, целесообразно также заменить пневматическое управление сцеплением и коробкой перемены передач, на гидравлическое управление. Такая замена не требует проведения трудоемких расчетов, поскольку предыдущая модификация гоночного автомобиля Даллара, 2008 года выпуска, имеет гидравлическое управление всеми узлами трансмиссии автомобиля. Поэтому для разрабатываемой системы целесообразно воспользоваться элементами системы гидропривода автомобиля Даллара T08.

Для функционирования системы управления закрылками антикрыльев на автомобиле дополнительно устанавливается блок из трех гидрораспределителей. Количество гидрораспределителей соответствует числу управляемых закрылков, и объясняется аэродинамической конфигурацией гоночного автомобиля Даллара T12.

Так переднее антикрыло гоночного автомобиля Даллара Т12 имеет два независимых закрылка, расположенных слева и справа от продольной оси автомобиля. При этом заднее антикрыло оборудовано только одним закрылком, расположенным над основной плоскостью антикрыла.

Такую аэродинамическую конфигурацию имеет большинство современных автомобилей формульного класса [119]. Поэтому система управления с тремя управляемыми закрылками может быть установлена не только на автомобиле Даллара Т12, но и на любом другом транспортном средстве подобного типа.

Поскольку закрылки переднего антикрыла имеют небольшие размеры, для управления ими достаточно использования одного гидроцилиндра. При этом для управления длинным закрылком заднего антикрыла целесообразно установить два параллельно работающих гидроцилиндра.

Гидроцилиндры, управляющие закрылками переднего антикрыла, имеют собственные гидрораспределители, в то время как для двух гидроцилиндров, управляющих закрылком заднего антикрыла, предусмотрен один общий гидрораспределитель.

Принципиальная гидравлическая схема системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 при прохождении кривых приведена на рисунке 4.7.

На автомобиль устанавливаются пропорциональные гидрораспределители с двумя подпружиненными электромагнитами. Управление каждым гидрораспределителем осуществляется воздействиями контроллера системы управления. Управляющие воздействия усиливаются при помощи ШИМ-усилителей, работающих по принципу широтно-импульсной модуляции [33, 77].

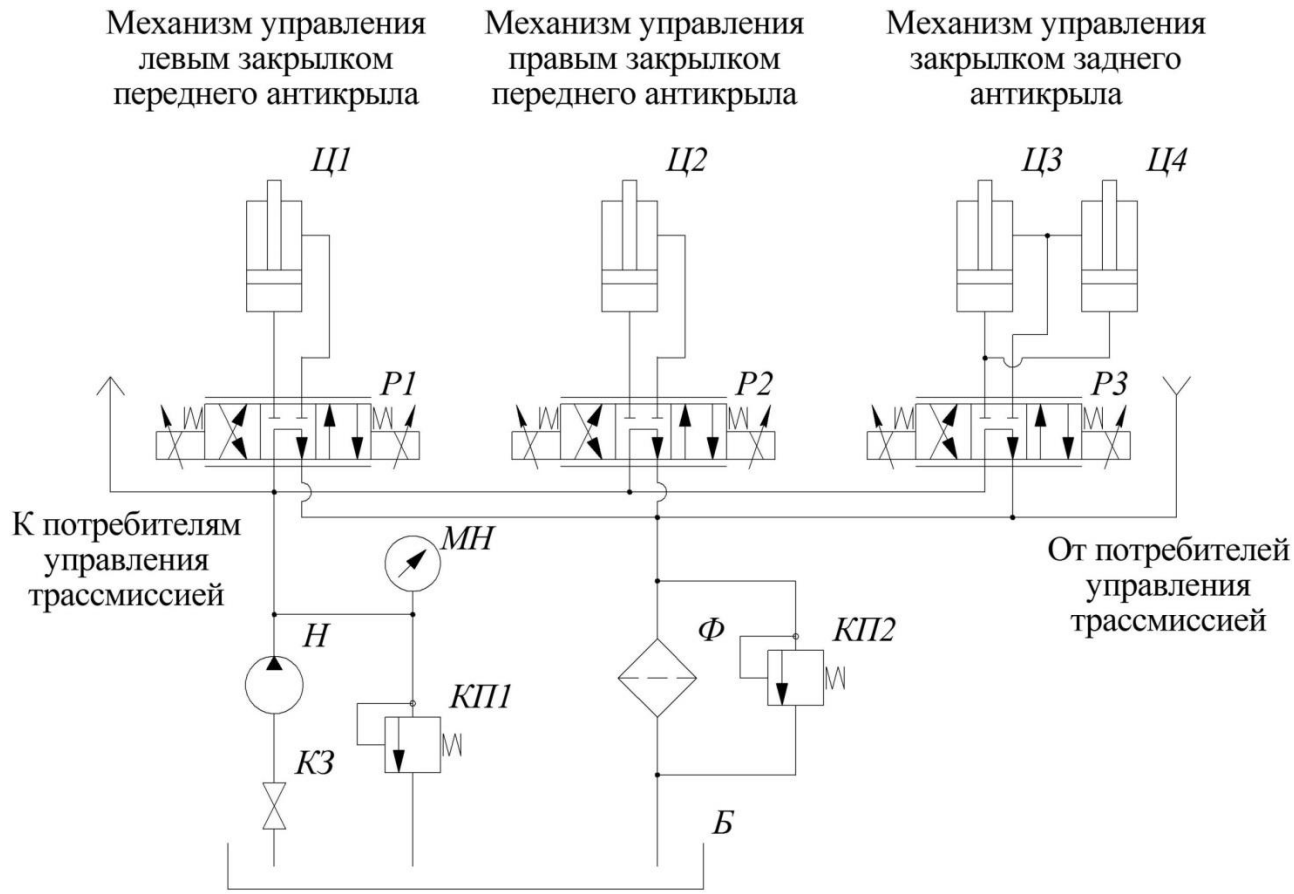


Рисунок 4.7 – Принципиальная гидравлическая схема системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 при прохождении кривых

Все агрегаты и узлы современных гоночных автомобилей очень плотно скомпонованы для максимального снижения массы автомобилей и их габаритов [107]. Поэтому конструкторами гоночного автомобиля Даллара Т12 зарезервировано «минимальное» пространство для размещения дополнительных узлов и систем шасси.

В связи с этим целесообразно использовать компактные элементы гидросистемы, специально спроектированные для размещения на машинах с ограниченным установочным пространством.

Использование интегрированного блока насосной станции фирмы «Гидра Продукс» (Англия) позволяет объединить в одном узле бак гидросистемы *Б*, запорный клапан *КЗ*, насос *Н*, предохранительные клапаны *КП1* и *КП2*, датчик давления *МН* и фильтр *Ф*. При этом размеры блока насосной станции в основном определяются объемом бака *Б*.

Для привода закрылков используются «микро» гидроцилиндры *Ц1*, *Ц2*, *Ц3* и *Ц4* фирмы «Бансбах Изилифт» (Германия).

Для управления гидроцилиндрами используются пропорциональные гидрораспределители *Р1*, *Р2* и *Р3* фирмы «Бош Рэксрот» (Германия).

Суммарная масса элементов системы управления, установленной на гоночный автомобиль Даллара Т12, составляет 11,147 кг. Такое увеличение массы автомобиля не является существенным, поскольку зачастую, для соответствия автомобиля регламенту соревнований по минимальной массе, гоночные команды вынуждены устанавливать дополнительный балласт, массой до 10 – 20 кг, в зависимости от массы гонщика.

Для анализа работы системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара Т12 и оценки ее быстродействия, эта система была смоделирована в среде MATLAB – Simulink и интегрирована в математическую модель гоночного автомобиля Даллара Т12, рассмотренную во второй главе диссертации. Такая интеграция моделей позволяет анализировать влияние системы обеспечения устойчивости на максимальную скорость прохождения кривых.

На рисунке 4.8 представлена модель системы обеспечения устойчивости, разработанная с применением элементов модуля SimHydraulics. Управляющая часть системы обеспечения устойчивости показана подсистемой Control System, а механизмы управления левым и правым закрылками переднего антикрыла, а также закрылком заднего антикрыла показаны подсистемами FL Flap, FR Flap и Rear Flap соответственно.

Структура модели позволяет также отслеживать следующие основные параметры работы системы: управляющие сигналы на открытие и закрытие гидрораспределителей, линейные перемещения и скорость штоков гидроцилиндров, усилия на штоках гидроцилиндров, давление и расход рабочей жидкости.

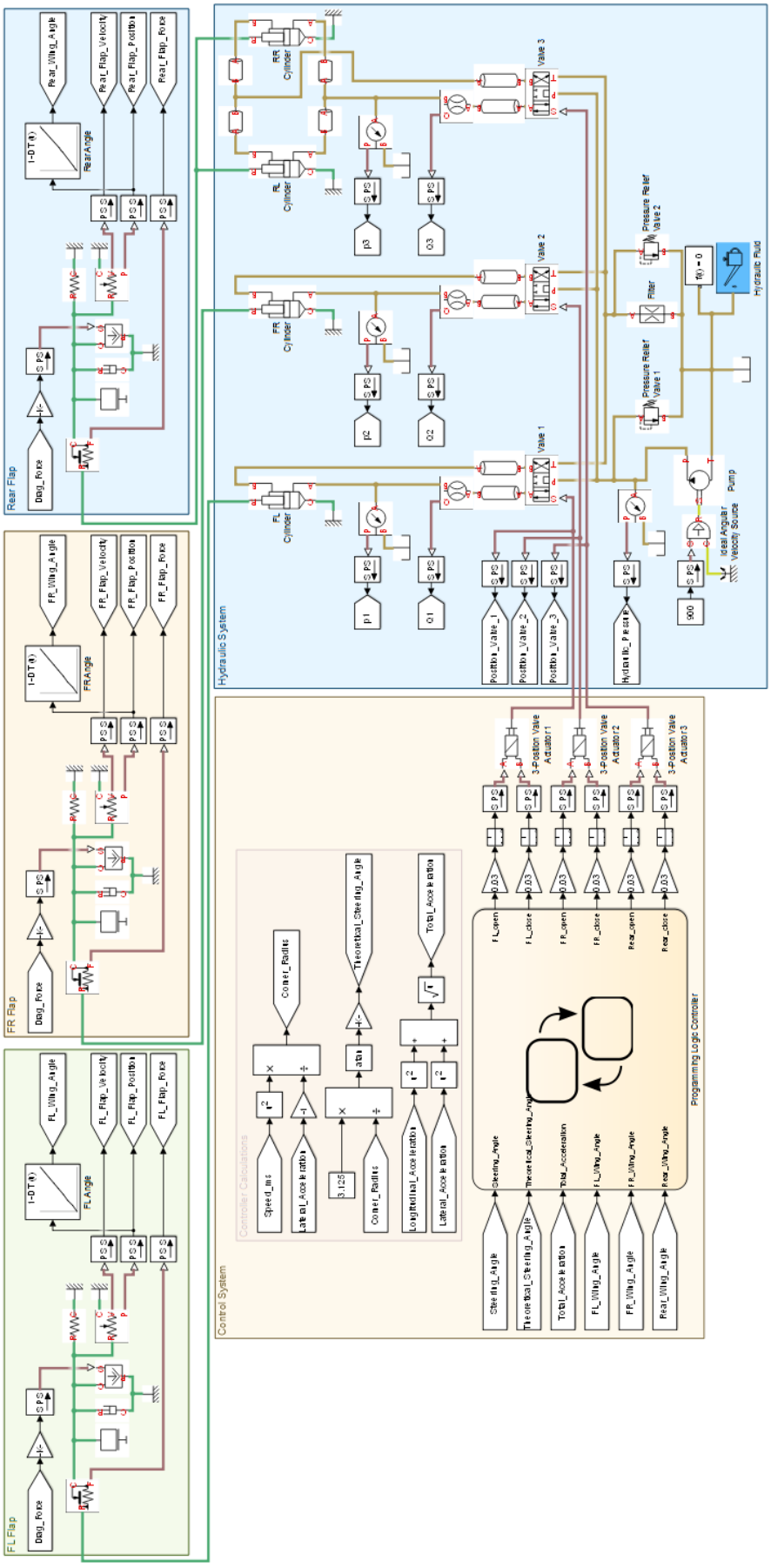


Рисунок 4.8 – Модель системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара T12 разработанная в среде MATLAB – Simulink

Для анализа быстродействия работы системы, было рассмотрено увеличение угла атаки закрылка переднего антикрыла с минимального (0°) до максимального значения (32°). График увеличения угла атаки закрылка переднего антикрыла, представлен на рисунке 4.9.

На рисунке 4.9, вместо изменения реального углового положения закрылка, изображено линейное перемещение штока гидроцилиндра, осуществляющего управление этим закрылком. При минимальном угле атаки закрылка, шток гидроцилиндра полностью втянут, при максимальном угле атаки шток выдвинут на 45,5 мм.

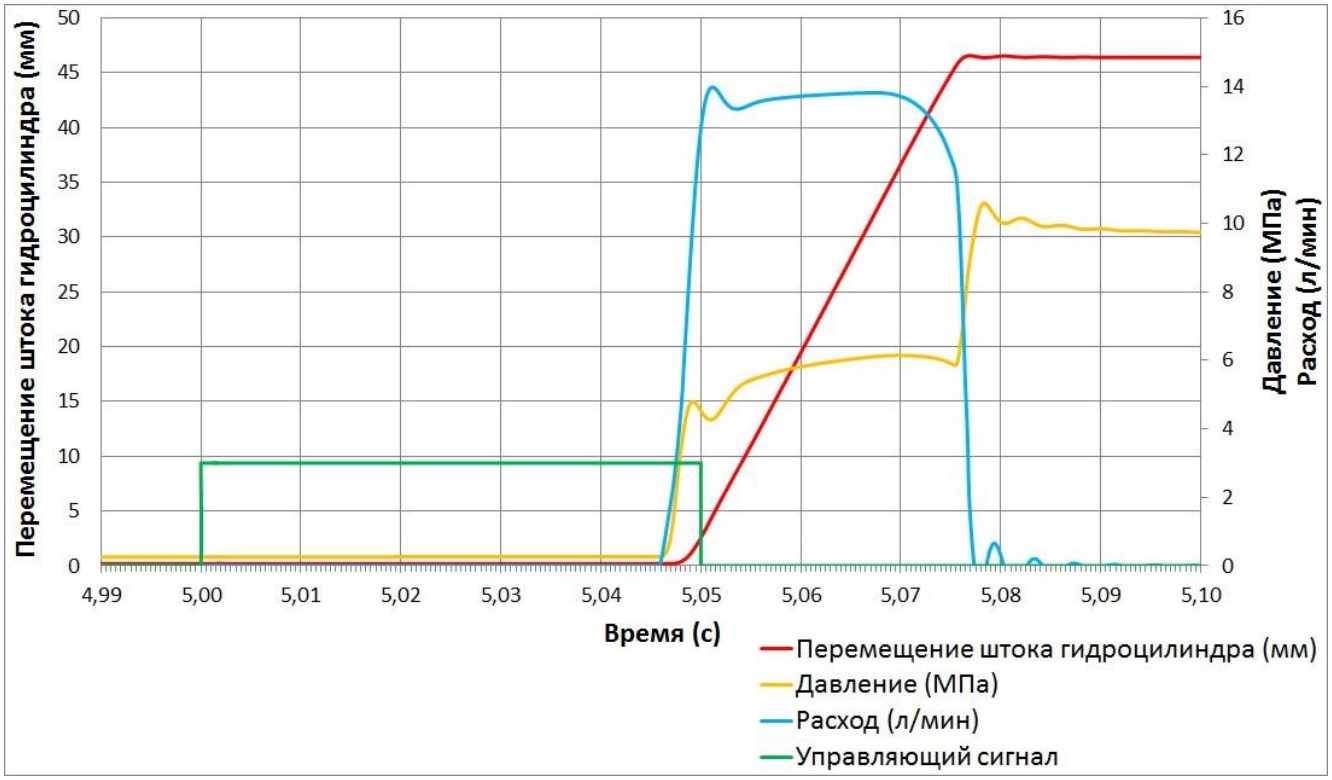


Рисунок 4.9 – График изменения угла атаки закрылка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 с минимального до максимального значения

В момент времени, равный 5 с, управляющий импульс, продолжительностью 0,05 с подается на гидрораспределитель, управляющий положением рассматриваемого закрылка переднего антикрыла. Золотник распределителя смещается, и рабочая жидкость поступает в поршневую зону

гидроцилиндра. Шток начинает выдвигаться. В этот момент рабочее давление составляет 5 – 6 МПа, а расход 13,5 л/мин.

В момент времени, равный 5,078 с, шток гидроцилиндра выдвигается на максимальное расстояние. Расход рабочей жидкости падает до нуля, а давление возрастает до 10,5 МПа. После этого происходят затухающие колебания этих величин, и в момент времени 5,093 с, система переходит в состояние равновесия.

Однако, поскольку колебания штока не значительны, можно считать, что процесс увеличения угла атаки с минимального до максимального значения, заканчивается в момент времени 5,078 с.

Таким образом, быстродействие системы при изменении угла атаки одного закрылка равняется 0,078 с.

В случае если возникнет ситуация с последовательным изменением углов атаки всех трех закрылков, описанная в предыдущем пункте, то быстродействие системы увеличится в три раза и составит 0,234 с.

Для анализа эффективности работы системы обеспечения устойчивости было проведено моделирование прохождения одного круга трассы Моторлэнд Арагон.

Управляющие воздействия гонщика, необходимые для выполнения такого моделирования, были сформированы исходя из данных, предоставленных гоночной командой «Лотус» (Чехия).

Эффективность работы разработанной системы обеспечения устойчивости наглядно продемонстрирована на рисунке 4.10, где на одном поле графика размещены скорости движения гоночного автомобиля Даллара Т12, оборудованного и необорудованного системой обеспечения устойчивости, во время прохождения одного круга трассы Моторлэнд Арагон.

Так из рисунка 4.10 видно, что при прохождении кривых, скорость автомобиля, оборудованного системой обеспечения устойчивости, превосходит скорость автомобиля, необорудованного такой системой. Это объясняется использованием максимального уровня прижимной силы при прохождении кривых.

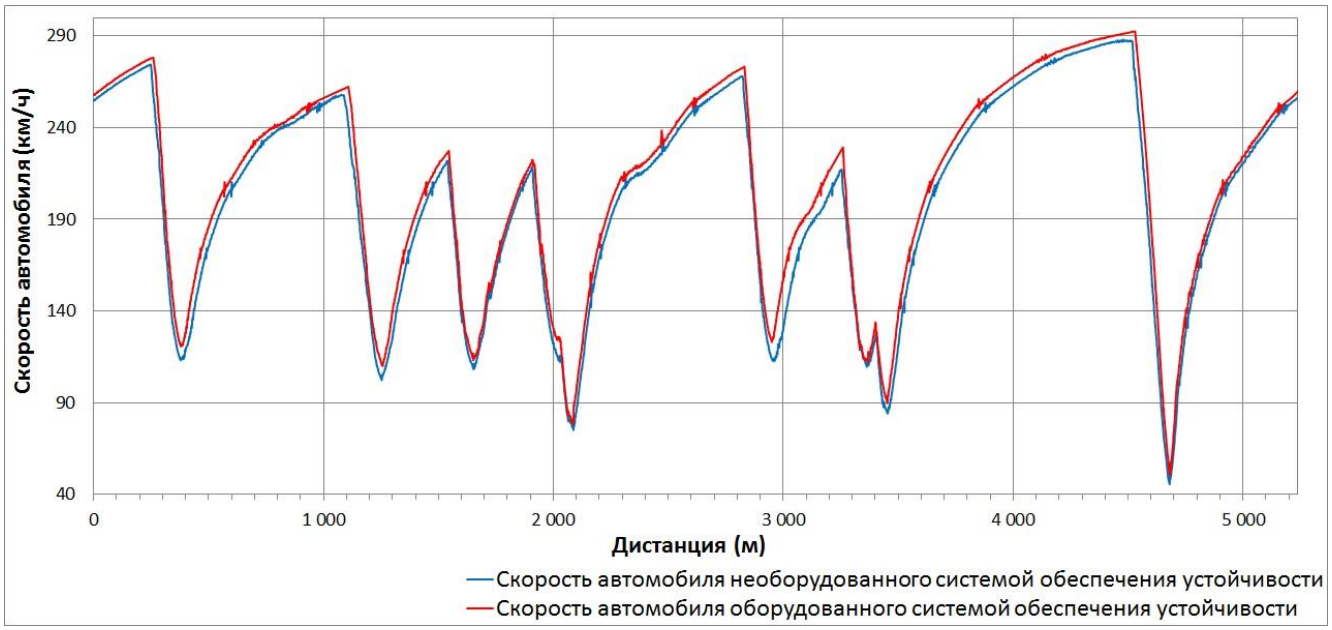


Рисунок 4.10 – Сравнение скоростей движения гоночного автомобиля Даллара T12 оборудованного и не оборудованного системой обеспечения устойчивости во время прохождения одного круга трассы Моторлэнд Арагон

На прямых участках трассы, за счет уменьшения углов атаки антикрыльев до минимальных значений, сила лобового сопротивления уменьшается, позволяя автомобилю, оборудованному системой обеспечения устойчивости, развивать большую скорость.

Этот эффект усиливается также тем, что начальные скорости разгона при выходе из кривых, превосходят скорости автомобиля, необорудованного системой обеспечения устойчивости.

В результате создается существенная разница во времени прохождения круга. Так, автомобиль, оборудованный системой обеспечения устойчивости, проезжает один круг трассы Моторлэнд Арагон за 98,82 с, в то время как автомобиль, не оборудованный такой системой, проезжает туже дистанцию за 103,92 с. Разница в этом случае составляет 5,10 с.

Таким образом, система обеспечения устойчивости и улучшения управляемости при прохождении кривых малого радиуса, обладает большим потенциалом использования в области автоспортивных соревнований.

4.3 Описание конструкции механизма управления закрылками переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

Механизм управления закрылками подробно разработан для переднего антикрыла автомобиля. На рисунке 4.11 представлена сборка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 с установленной системой управления закрылками.

На рисунке 4.11 правый закрылок повернут на максимальный угол атаки 32°, а левый закрылок – на минимальный угол 0°.

Для реализации активного управления закрылками, помимо внедрения новых деталей, необходимо также провести модернизацию некоторых базовых элементов антикрыла.

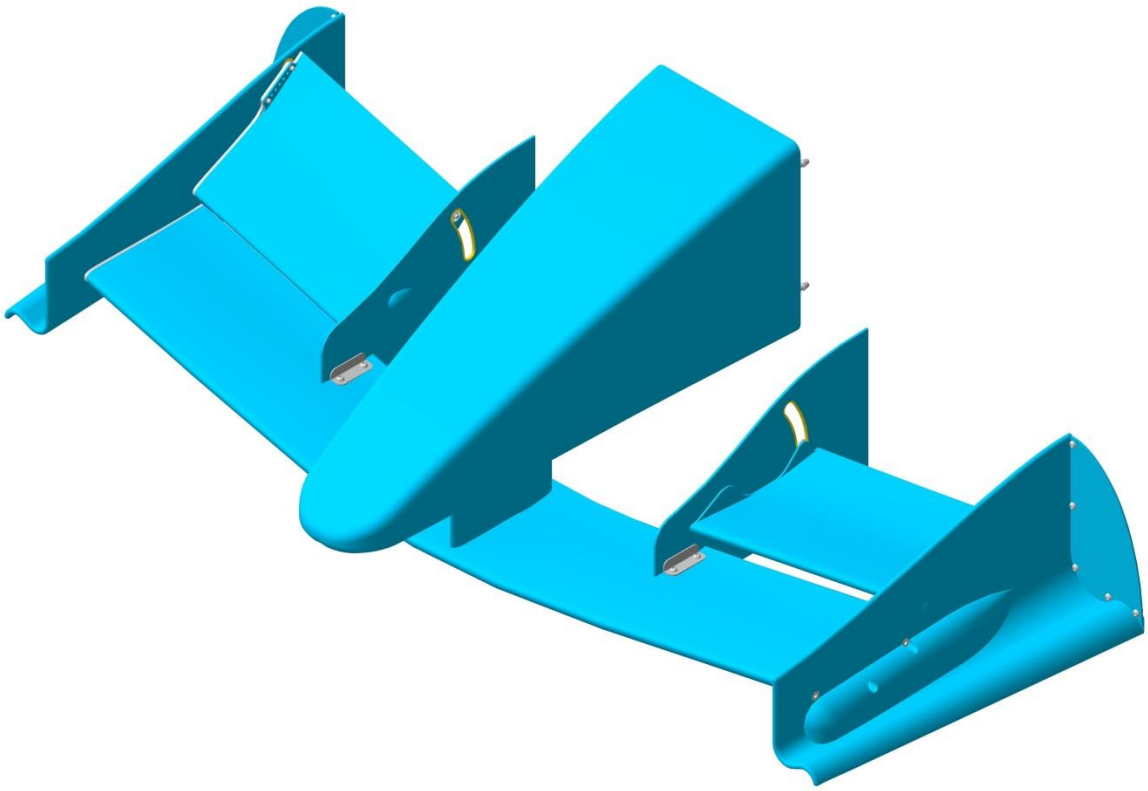


Рисунок 4.11 – Сборка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 с установленной системой управления закрылками

Так на торцевых пластинах выполнены специальные наплывы с целью увеличения толщины пластин в местах установки гидроцилиндров и

подшипников качения. Фрезерованы специальные дуговые канавки для размещения рельсов подвижных шарнирных опор закрылков.

В самих закрылках модернизированы торцевые части для сопряжения с деталями, располагающимися по торцам закрылков.

В кронштейнах закрылков вырезаны дуговые канавки для размещения рельсов подвижных шарнирных опор закрылков, а также выполнены небольшие наплывы для размещения подшипников качения.

Наплывы имеют специальную каплевидную вытянутую форму для уменьшения силы лобового сопротивления при обтекании потоками воздуха.

Механизм управления закрылком переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 приведен на рисунке 4.12.

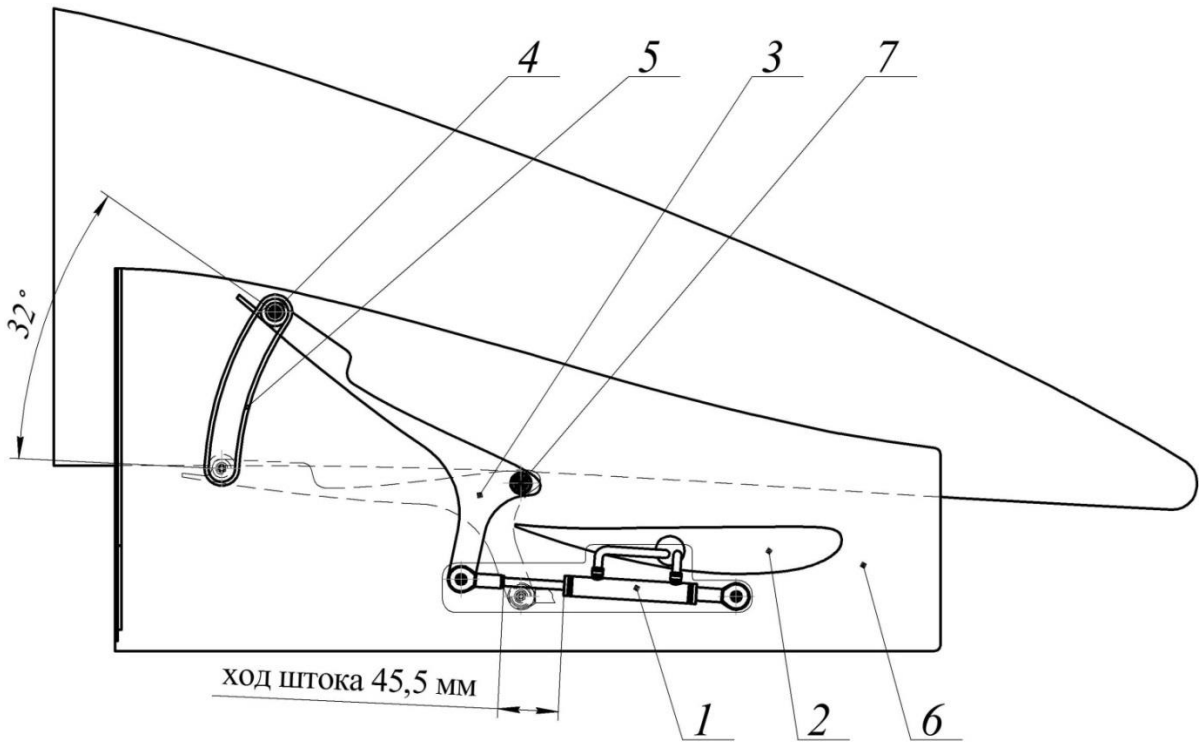


Рисунок 4.12 – Механизм управления закрылком переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12

К торцу закрылка прикрепляется специальный рычаг *3*, имеющий толщину 5 мм и выполненный из алюминиевого сплава. Верхняя часть рычага повторяет профиль закрылка для улучшения аэродинамического обтекания.

Рычаг *3* поворачивается вокруг подшипникового узла *7*, закрепленного в торцевой пластине *6*.

На конце верхней части рычага закреплен ролик *4*, перемещающийся по направляющему рельсу *5*. Ролик *4* исполняет роль шарнирно-подвижной опоры закрылка, перемещающейся по дуге.

Рельс *5* закреплен в специальной канавке, фрезерованной в торцевой пластине *6*.

Крепление противоположной части закрылка (со стороны кронштейна) реализовано аналогичным образом, с использованием подшипникового узла на оси вращения закрылка, и ролика с направляющим рельсом.

Ввиду конструктивных соображений, дуга направляющего рельса, расположенного в кронштейне закрылка, имеет меньший радиус по сравнению с дугой рельса, расположенного в торцевой пластине.

На нижнем конце рычага шарнирно закреплена проушина штока гидроцилиндра *1*.

Максимально выдвинутый шток гидроцилиндра соответствует максимальному углу атаки закрылка, полностью втянутый шток – минимальному углу атаки. Ход штока составляет 45,5 мм.

Проушина корпуса гидроцилиндра *1* шарнирно соединяется с торцевой пластиной *6*, позволяя гидроцилиндру поворачиваться при выдвижении штока. Такое техническое решение позволяет избежать появления изгибающего момента на штоке гидроцилиндра и существенно увеличивает срок эксплуатации механизма.

Из-за установки рычага между основной плоскостью антикрыла и торцевой пластиной возникает щель шириной 5 мм, для компенсации которой необходимо установить удлинитель основной плоскости антикрыла *2*.

Удлинитель *2* изготовлен из алюминиевого сплава и имеет специальное отверстие для прокладки гидролиний, питающих гидроцилиндр *1*.

Трехмерная визуализация механизма изменения угла атаки правого закрылка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 приведена на

рисунке 4.13. Для улучшения визуального восприятия торцевая пластина не показана.

Гидроцилиндр вместе с соединительными элементами размещен внутри специального наплыва, выполненного на торцевой пластине. Такое решение, позволяет улучшить аэродинамическое обтекание антикрыла и защитить механизм от воздействий внешней среды.

На рисунках 4.14 и 4.15 показаны трехмерные визуализации механизма управления закрылками переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 для максимального и минимального углов атаки.

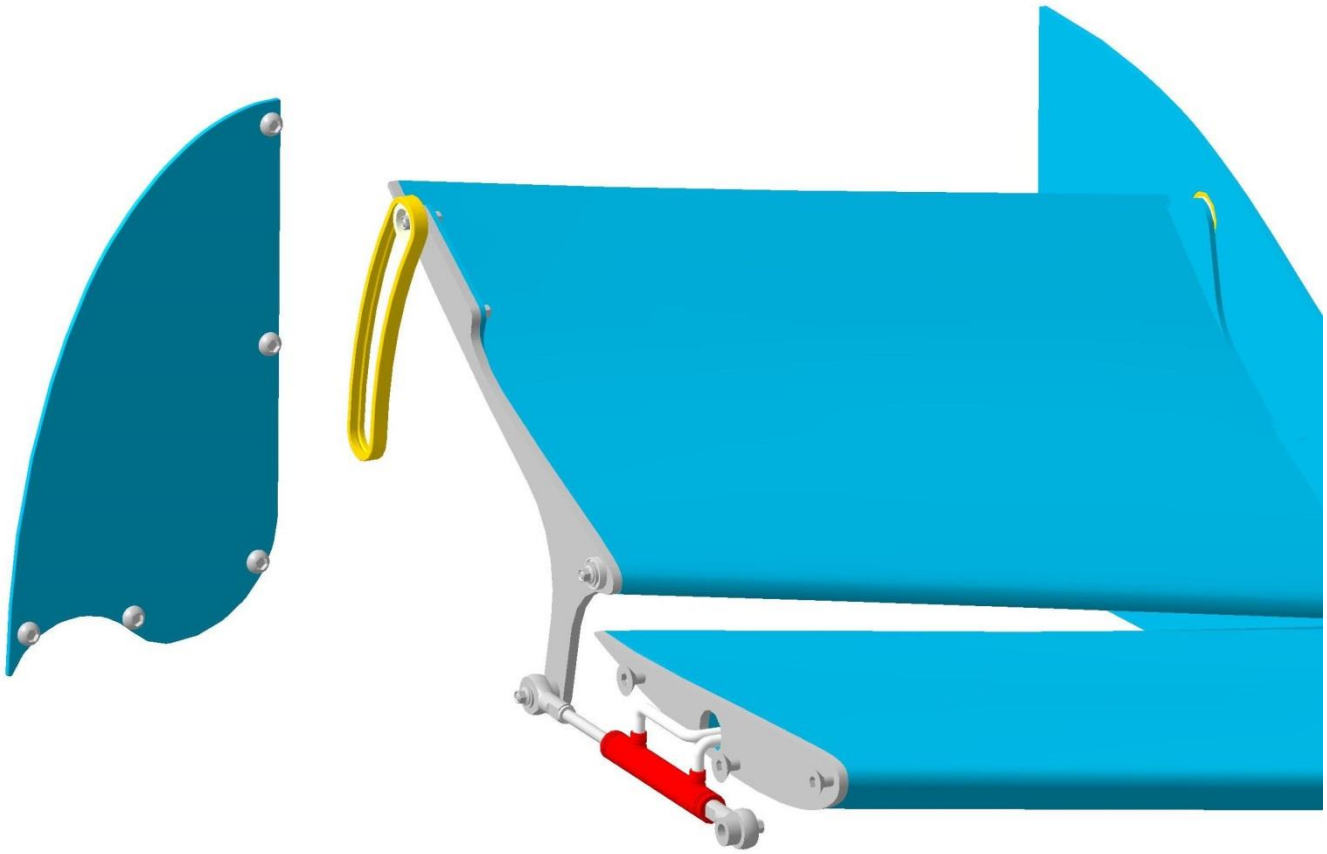


Рисунок 4.13 – Трехмерная визуализация механизма изменения угла атаки правого закрылка переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 (торцевая пластина не показана)

Пазы, в которых установлены гидроцилиндры, закрываются специальными защитными накладками, предотвращающими попадание внутрь грязи и

посторонних предметов, способных вызвать поломку механизма (щебень, мусор и пр.). Фиксация накладок осуществляется при помощи клейкой ленты повышенной прочности. На рисунках 4.14 и 4.15 защитные накладки не показаны.

Одним из вариантов технического решения по реализации управления закрылком заднего антикрыла является использование аналогичного механизма, в котором поворот закрылка осуществляется двумя гидроцилиндрами, установленными внутри торцевых пластин заднего антикрыла. В данной работе механизация закрылка заднего антикрыла не рассматривается.

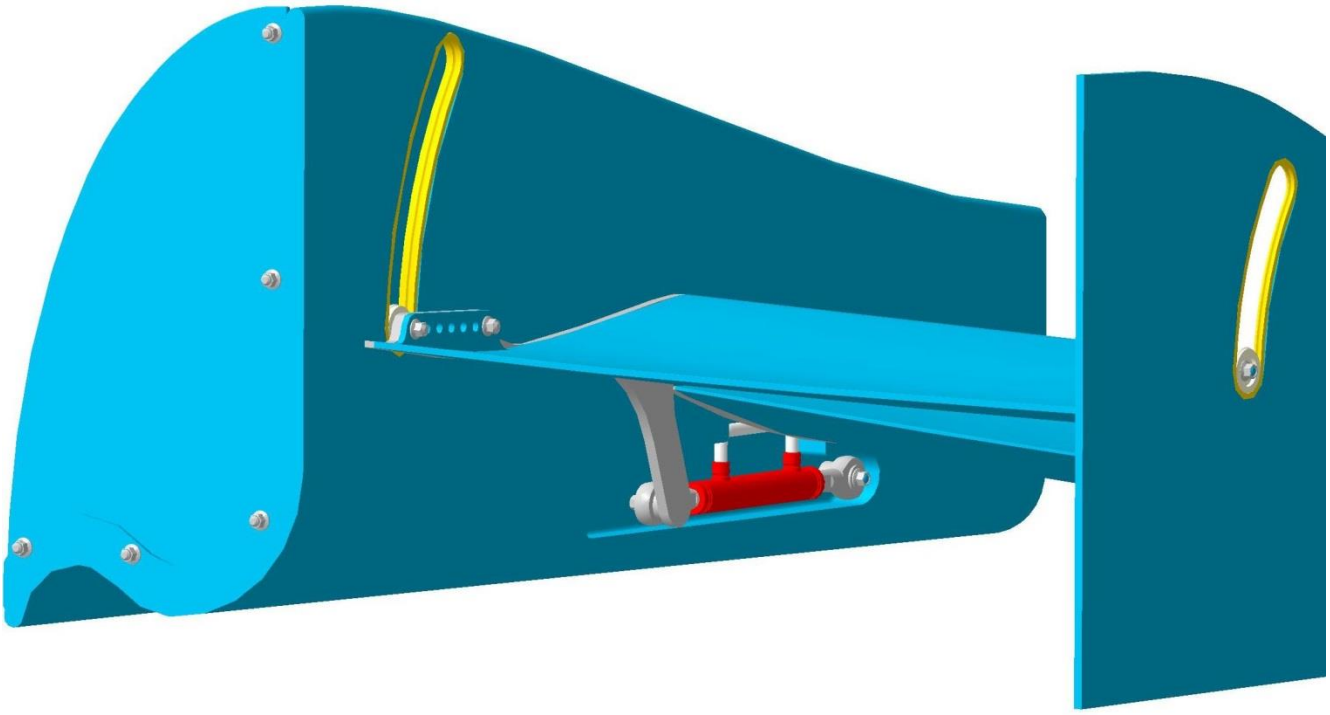


Рисунок 4.14 – Трехмерная визуализация механизма управления левым закрылком переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 соответствующая минимальному углу атаки 0° (вид сзади)

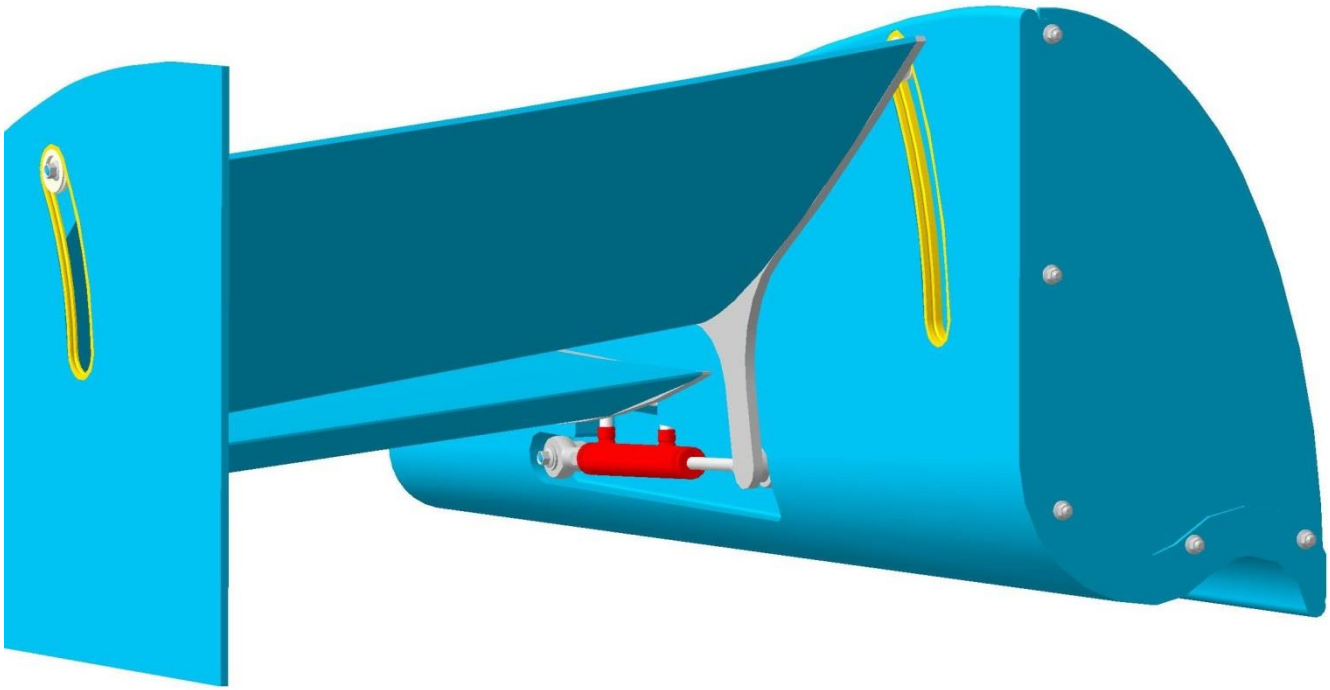


Рисунок 4.15 – Трехмерная визуализация механизма управления правым закрылком переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 соответствующая максимальному углу атаки 32° (вид сзади)

4.4 Выводы по разделу 4

1. Разработан способ обеспечения устойчивости и улучшения управляемости гоночных автомобилей и других скоростных безрельсовых транспортных средств, за счет активного управления углом атаки закрылков антикрыльев. Предложена идея непрерывного сравнения реального угла поворота руля автомобиля с теоретическим углом поворота, определяемым характеристиками движения автомобиля в каждый конкретный момент времени.

2. Разработана система обеспечения устойчивости скоростного транспортного средства при прохождении кривых малого радиуса на больших скоростях на примере гоночного автомобиля Даллара T12. Методами математического моделирования установлено, что использование системы обеспечения устойчивости, позволяет гоночному автомобилю Даллара T12 проезжать один круг трассы Моторлэнд Арагон на 5,1 с быстрее, по сравнению с аналогичным автомобилем, необорудованным такой системой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация посвящена повышению устойчивости скоростных безрельсовых транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса.

Впервые:

- разработана математическая модель движения скоростного транспортного средства, учитывающая влияние вибраций аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, на устойчивость движения в кривых;
- исследовано влияние вибраций антикрыла на уровень генерируемой им прижимной силы;
- разработаны способ и система обеспечения устойчивости и улучшения управляемости скоростных безрельсовых транспортных средств при прохождении кривых малого радиуса на основе непрерывного сравнения реального угла поворота руля транспортного средства с теоретическим углом поворота, необходимым и достаточным для прохождения кривой в конкретных условиях.

Основные результаты работы:

1. Проведен анализ факторов влияющих на устойчивость скоростного транспортного средства при прохождении кривых. Рассмотрена изученность влияния каждого фактора на устойчивость скоростных транспортных средств. Выявлены основные направления исследований по повышению устойчивости скоростных транспортных средств. Установлено, что влияние вибраций аэродинамических элементов автомобилей, генерирующих прижимную силу, на устойчивость при прохождении кривых малого радиуса слабо изучено.

2. Проанализировано влияние прижимной аэродинамической силы на устойчивость скоростного транспортного средства в кривых. Установлено, что увеличение прижимной силы повышает критическую скорость движения при прохождении кривых малого радиуса.

3. Проведены экспериментальные исследования вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 при езде по гоночной трассе.

Выделены три характерных случая, возникающих во время прохождения одного круга трассы. Методами спектрального анализа установлено, что во всех трех характерных случаях наибольшей энергией обладают колебания с частотой, не превышающей 7,4 Гц.

4. Разработана математическая имитационная модель движения гоночного автомобиля Даллара T12 для анализа вибраций его аэродинамических элементов, возникающих при езде по гоночной трассе. Для оценки адекватности модели было проведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными. Расхождение в частотной области от 0 до 10 Гц не превысило 20 %.

5. Модальный анализ сборки переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара T12 показал, что возникновение резонанса переднего антикрыла маловероятно. Наименьшая собственная частота колебаний переднего антикрыла равняется 21,6 Гц, в то время как наибольшую мощность спектр колебаний антикрыла, полученный по результатам экспериментальных исследований, имеет в районе 1 – 5 Гц, а самый высокочастотный всплеск находится в районе 7,4 Гц.

6. Установлено, что вибрации антикрыла снижают уровень прижимной силы. Это происходит из-за срыва потока и образования вихревых течений. Так во время интенсивных деформаций антикрыла, уровень прижимной силы падает на 24,34% по сравнению со значением, полученным при аэродинамическом расчете недеформируемого антикрыла.

7. Разработаны способ и система обеспечения устойчивости и улучшения управляемости гоночных автомобилей и других скоростных безрельсовых транспортных средств, за счет активного управления углом атаки закрылков антикрыльев. Предложена идея непрерывного сравнения реального угла поворота руля автомобиля с теоретическим углом поворота, определяемым характеристиками движения автомобиля в каждый конкретный момент времени. Разработанная система позволяет гоночному автомобилю Даллара T12 проезжать один круг трассы Моторлэнд Арагон на 5,1 с быстрее.

Рекомендации. Разработанные в диссертации теоретические положения и технические решения могут быть использованы при проектировании новых конструкций отечественных гоночных автомобилей и других типов скоростных транспортных средств.

Имитационная модель гоночного автомобиля Даллара Т12, обладает гибкой структурой и может быть адаптирована для анализа динамики движения других типов скоростных транспортных средств. Модель позволяет анализировать работу подвески автомобиля, условия комфортабельности водителя, работу трансмиссии и вибрации аэродинамических элементов. Использование модели на стадии проектирования гоночных автомобилей позволит сэкономить значительные средства на проведение экспериментальных исследований.

Перспективы дальнейшей разработки темы. Выполненный анализ влияния вибраций аэродинамических элементов на уровень генерируемой ими прижимной силы установил, что вибрации значительно (до 24 %, в зависимости от интенсивности) снижают эффективность использования аэродинамических элементов, поэтому актуальной представляется задача оптимизации конструкций аэродинамических элементов и их расположения на автомобиле, с целью снижения влияния явления аэроупругости и их вибраций в процессе эксплуатации, на уровень генерируемой ими прижимной силы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов, Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей [Текст] / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

2. Афонский, А.А. Цифровые анализаторы спектра, сигналов и логики. Серия «Библиотека инженера» [Текст] / А.А. Афонский, В.П. Дьяконов; под ред. проф. В.П. Дьяконова. – М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2009. – 248 с.: ил. – ISBN 978-5-91359-049-7.

3. Ахмедов, А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Александр Ахатович Ахмедов. – М., 2004. – 169 с.

4. Аэродинамика автомобиля. Сборник статей [Текст]: Пер. с англ. Ф.Н. Шклярчука / Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

5. Балакина, Е.В. Улучшение устойчивости движения колесной машины в режиме торможения на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси [Текст]: дис. … д-ра. техн. наук: 05.05.03 / Екатерина Викторовна Балакина. – Волгоград, 2010. – 418 с.

6. Барбашин, Е.А. Введение в теорию устойчивости движения [Текст] / Е.А. Барбашин. – М.: Наука, 1967. – 223с.

7. Баркин, А.И. Абсолютная устойчивость детерминированных и стохастических систем управления [Текст] / А.И. Баркин, А.Л. Зеленцовский, П.В. Пакшин. – М.: Изд-во МАИ, 1992. – 304 с.

8. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя [Текст]. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с., ил.

9. Бекман, В.В. Гоночные автомобили [Текст] / В.В. Бекман. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1980. – 320 с.

10. Бендат, Дж. Применение корреляционного и спектрального анализа [Текст]: Пер. с англ. /Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1983. – 312 с., ил.

11. Бруяка, В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособ. [Текст] / В.А. Бруяка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: самар. гос. тех. ун-т, 2010. – 271 с.: ил.

12. Бухарин, Н.А. Тормозные системы автомобилей [Текст] / Н.А. Бухарин. – М.: Машгиз, 1950. – 291 с.

13. Вибрации в технике [Текст]: Справочник. В 6 т. Т 1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.: ил.

14. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств [Тест] / Дж. Вонг; пер. с англ. А.И. Аксенова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

15. Вульфсон, И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия [Текст] / И.И. Вульфсон. – Л: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 309 с.

16. Генбом, Г.В. Об устойчивости движения заторможенного автомобиля [Текст] / Г.В. Генбом, В.А. Демьянюк, Т.Г. Мыскин // Автомобильная промышленность. – 1974. – №3. – С. 22 – 25.

17. Горлин, С.М. Экспериментальная аэродинамика [Текст] / С.М. Горлин. – М.: Высш. шк., 1970. – 423 с.

18. Горшенин, Д.С. Руководство к практическим занятиям в аэродинамической лаборатории [Текст] / Д.С. Горшенин, А.К. Мартынов. – Изд. 3-е. – М.: Машиностроение, 1967. – 224 с.

19. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний [Текст]. – Введ. 2004–12–30. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 31 с.: ил.

20. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория [Текст] / А.И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 207 с.

21. Гусев, А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях [Текст] / А.С. Гусев, В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.: ил.

22. Деев, О.И. Методы расширения функциональных возможностей автомобиля при помощи КЭУ под контролем логики управления

прогностического типа [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Олег Игоревич Деев. – М., 2015. – 169 с. – Библиогр.: с. 140 – 158.

23. Деменков, Н.П. Языки программирования промышленных контроллеров: Учебное пособие [Текст] / Под ред. К.А. Пупкова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 172 с.: ил.

24. Демидович, Б.П. Лекции по математической теории устойчивости: учеб. пособие [Текст] / Б.П. Демидович. – 2-е изд. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1998. – 480 с.

25. Дженкинс, Г. Спектральный анализ и его приложения [Текст]: в 2 т. / Пер. с англ. В.Ф. Писаренко; [с предисл. А.М. Яглома] / Г. Дженкинс, Д. Ваттс. – М.: Мир, 1971 – 1972. – 2 т.

26. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» [Текст] / В.Л. Афанасьев [и др.] ; под. ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

27. Жилейкин, М.М. Алгоритм работы системы динамической стабилизации для автомобиля 4х4 с подключаемой задней осью [Текст] / М.М. Жилейкин, А.О. Чулюкин // Наука и образование. – 2014. – №4. – С. 90 – 123.

28. Жилейкин, М.М. Математическая модель движения многоосной колесной машины с податливой на кручение несущей рамой [Текст] / М.М. Жилейкин, Е.Б. Сарач // Математическое моделирование и численные методы. – 2015. – №3. – С. 17 – 40.

29. Жилейкин, М.М. Проверка адекватности математической модели движения многоосной колесной машины с податливой на кручение несущей системой методами экспериментальных исследований [Текст] / М.М. Жилейкин, Е.Б. Сарач // Математическое моделирование и численные методы. – 2015. – №4(8). – С. 66 – 74.

30. Жилейкин, М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики / М.М. Жилейкин. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015. – 238 с.: ил.

31. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация [Текст] / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 267 с.

32. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 544 с.

33. Иванов, Г.М. Цифровая электрогидравлическая автоматика нового поколения [Текст] / Г.М. Иванов, В.К. Свешников, И.В. Орлик // Гидравлика и пневматика. – 2006. – №21. – С. 3 – 8.

34. Интеллектуальные системы автоматического управления [Текст] / Под ред. И.М. Макарова, В.М. Лохина. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с. – ISBN 5-9221-0162-5.

35. Каляев, И.А. Интеллектуальные роботы: учебное пособие для вузов [Текст] / И.А. Каляев, В.М. Лохин, И.М. Макаров и др.; под общей ред. Е.И. Юревича. – М.: Машиностроение, 2007. – 360 с.: ил.

36. Каплун, А.Б. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство [Текст] / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

37. Клец, Д.М. Влияние аэродинамических характеристик автомобиля на его устойчивость против заноса [Текст] / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». – Харьков. – 2008. – №58. – С. 104 – 108.

38. Колебания автомобиля. Испытания и исследования [Текст] / Под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.

39. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: учеб. пособие [Текст] / В.Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ, 2007. – 368 с.

40. Лазарев, Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс [Текст] / Ю. Лазарев. – СПб: Питер; Киев: Издательская группа BHV, 2005. – 512 с.: ил. – ISBN 5-469-00600-X; ISBN 966-552-144-6.

41. Ла Салль, Ж. Исследование устойчивости прямым методом Ляпунова [Текст]: Пер. с англ. Н.Х. Розова / Под ред. Ф.Р. Гантмахера / Ж. Ла Салль, С. Лефшец. – М.: Мир, 1964. – 168 с.

42. Лефшец, С. Устойчивость нелинейных систем автоматического управления [Текст]: Пер. с англ. Э.Л. Наппельбаума / С. Лефшец. – М.: Мир, 1967. – 184 с.

43. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учеб. для вузов [Текст] / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

44. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

45. Ляпунов, А.М. Общая задача об устойчивости движения [Текст] / А.М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 472 с.

46. Малкин, И.Г. Теория устойчивости движения [Текст] / И.Г. Малкин. – 2-е изд., исправ. – М.: Наука, 1966. – 531 с.

47. Малюгин, П.Н. Возможности и пути повышения устойчивости и тормозной эффективности автомобиля [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Павел Николаевич Малюгин. – Омск, 1985. – 231 с.

48. Мартынов, А.К. Экспериментальная аэродинамика [Текст] / А.К. Мартынов. – М.: Оборонгиз, 1958. – 348 с.

49. Матросов, В.М. Метод векторных функций Ляпунова: анализ динамических свойств нелинейных систем [Текст] / В.М. Матросов. – М.: Физматлит, 2001. – 384 с.

50. Меркин, Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения [Текст] / Д.Р. Меркин. – 4-е изд., стереотип. – СПб.: Лань, 2003. – 304 с.

51. Михайловский, Е.В. Аэродинамика автомобиля [Текст] / Е.В. Михайловский. – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с.

52. Мишин, А.В. Метод обеспечения устойчивости башенных кранов при действии случайных ветровых нагрузок [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.02.02: защищена 17.11.2014 / Алексей Владимирович Мишин. – М., 2014. – 158 с. – Библиогр.: с. 147 – 156.

53. Мишин, А.В. Нейросетевой алгоритм системы автоматического контроля устойчивости башенных кранов [Текст] / А.В. Мишин, П.А. Сорокин // Автоматизация и современные технологии. – 2014. – №4. – С. 7 – 11.

54. Мишин, А.В. Реализация алгоритма управления приводами башенных кранов при ветровых воздействиях [Текст] / А.В. Мишин, П.А. Сорокин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2014. – №1. – С. 186 – 193.

55. Мишин, А.В. Система контроля устойчивости башенных кранов от опрокидывания [Текст] / А.В. Мишин, П.А. Сорокин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2013. – №7 (Ч. 2). – С. 325 – 332.

56. Нгуен Чи Конг. Повышение устойчивости движения автомобиля использованием системы управления схождением колес [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Нгуен Чи Конг. – М., 2009. – 135 с.

57. Николаенко, Н.А. Вероятностные методы динамического расчета машиностроительных конструкций [Текст] / Н.А. Николаенко. – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.

58. ОСТ 37.001.487–89. Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования [Текст]. – Введ. 1992–01–01. – М.: НАМИ, 1991. – 8 с.

59. Пархомовский, Я.М. Об изгибно-крутильных колебаниях крыла [Текст] / Я.М. Пархомовский // Ученые записки ЦАГИ. – 1979. – Т. 10 – №5. – С. 60 – 74.

60. Певзнер, Я.М. Теория устойчивости автомобиля [Текст] / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.

61. Петров, И.В. Программируемые контроллеры. Стандартные языки и инструменты [Текст] / Под ред. проф. В.П. Дьяконова. – М.: СОЛОН-Пресс, 2003. – 256 с.: ил.

62. Повх, И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении [Текст] / И.Л. Повх. – Изд. 3-е. – Л.: Машиностроение, 1974. – 479 с.

63. Поляк, Б.Т. Робастная устойчивость и управление [Текст] / Б.Т. Поляк, П.С. Щербаков. – М.: Наука, 2002. – 303 с.

64. Поршнев, С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB [Текст] / С.В. Поршнев. – М.: Горячая линия – Телеком, 2003. – 592 с.: ил. – ISBN 5-93517-128-7.

65. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: амортизаторы, шины и колеса [Текст]: Пер. с нем. В.П. Агапова / Под ред. О.Д. Златовратского / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.

66. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: элементы подвески [Текст]: Пер. с нем. А.Л. Карпухина / Под ред. Г.Г. Гридасова / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

67. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник [Текст] / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др.; под общ. ред. В.И. Мяченкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 520 с.

68. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда [Текст] / А.А. Хачатуров [и др.]. – М.: Транспорт, 1982. – 264 с.

69. Ревин, А.А. Устойчивость автомобиля, при торможении с независимой антиблокировочной системой [Текст] / А.А. Ревин // Автомобильная промышленность. – 1980. – №3. – С. 20 – 24.

70. Резван, В. Абсолютная устойчивость автоматических систем с запаздыванием [Текст] / В. Резван. – М.: Наука, 1983. – 360 с.

71. Рокар, И. Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты, висячие мосты [Текст] / И. Рокар. – М.: ИИЛ, 1959. – 288 с.

72. Рязанцев, В.И. Активное управление схождением колес автомобиля [Текст] / В.И. Рязанцев. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 212 с.

73. Рязанцев, В.И. Алгоритмы активного управления углами схождения колес автомобиля в движении [Текст] /В.И. Рязанцев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2014. – №10. – С. 31 – 40.

74. Санкин, Ю.Н. Частотный критерий устойчивости нелинейных замкнутых систем, включающих вязкоупругое звено с распределенными параметрами [Текст] / Ю.Н. Санкин // Труды Средневолжского математического сообщества. – Саранск: СВМО, 2005. – Т. 7. – №1. – С. 154 – 162.

75. Санкин, Ю.Н. Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля как системы с многими степенями свободы [Текст] / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов // Вестник УлГТУ. – 2004. – №3. – С. 20 – 24.

76. Санкин, Ю.Н. Частотный метод оценки курсовой устойчивости автомобиля на основе его моделей в виде систем с многими степенями свободы и нелинейным взаимодействием шин с дорожным покрытием [Текст] / Ю.Н. Санкин, М.В. Гурьянов; под. общ. ред. Ю.Н. Санкина. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 243 с.

77. Свешников, В.К. Гидрооборудование: международный справочник. Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость [Текст] : в 3-х кн. / В.К. Свешников. – М.: ООО «Изд. центр «Техинформ» МАИ».

Кн. 1. Насосы и гидродвигатели. 2-е изд. 2010. – 552 с.: ил.

Кн. 2. Гидроаппаратура. 2002. – 508 с.: ил.

Кн. 3. Вспомогательные элементы гидропривода. 2003. – 480 с.: ил.

78. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов [Текст] / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

79. Сергиенко, А.Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А.Б. Сергиенко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 758 с. – ISBN 978-5-9775-0606-9.

80. Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов [Текст] / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил. – ISBN 5-217-01093-2.

81. Смирнов, И.А. Математическое моделирование заноса автомобиля [Текст]: дис. … канд. физ.-мат. наук: 01.02.01 / Илья Александрович Смирнов. – М., 2011. – 169 с. – Библиогр.: с. 163 – 169.

82. Сорокин, П.А. Анализ динамики шасси гоночного автомобиля Даллара Т12 [Текст] / П.А. Сорокин, К.С. Хряков, М. Хоммерс // Известия

Тульского государственного университета. Технические науки. – 2015. – №5 (Ч. 2). – С. 231 – 240.

83. Сорокин, П.А. Разработка системы безопасности башенных кранов при воздействии ветровой нагрузки [Текст] / П.А. Сорокин, А.В. Мишин, К.С. Хряков, Чан Дык Хиеу // Инновационное развитие образования, науки и технологий. – 2012. – С. 136 – 140.

84. Сорокин, П.А. Спектральный анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 [Текст] / П.А. Сорокин, К.С. Хряков, А.В. Мишин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2015. – №7 (Ч. 1). – С. 221 – 226.

85. Степанов, И.С. Влияние элементов системы водитель – автомобиль – дорога – среда на безопасность дорожного движения: Учебное пособие [Текст] / И.С. Степанов, Ю.Ю. Покровский, В.В. Ломакин, Ю.Г. Москалева; под общ. ред. В.В. Ломакина. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 171 с.

86. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов [Текст] / В.П. Тарасик. – СПб: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил. – ISBN 5-94157-967-5.

87. Трофимова, Т.И. Курс физики: Учеб. пособие для вузов [Текст] / Т.И. Трофимова. – 7-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2003. – 541 с.: ил. – ISBN 5-06-003-634-0.

88. Управляемость и устойчивость автомобиля. Сборник статей [Текст] / пер. с. англ. В.И. Котовского; под. ред. А.С. Литвинова. – М.: Машгиз, 1963. – 268 с.

89. Фам Туан Винь. Численное моделирование процессов возникновения бафтинга в трансзвуковом потоке и методы управления бафтингом [Текст]: дис. … канд. физ. мат. наук: 01.02.05 / Фам Туан Винь. – М., 2014 – 123 с. – Библиогр.: с. 117 – 123.

90. Хряков, К.С. Анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 [Текст] / К.С. Хряков // Известия Тульского

государственного университета. Технические науки. – 2015. – №5 (Ч. 2). – С. 218 – 225.

91. Хряков, К.С. Анализ управления частотой собственных колебаний металлоконструкции башенного крана путем изменения геометрии колебательного контура [Текст] / К.С. Хряков // Труды XVIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы». – М.: МАДИ, 2014. – Ч. 1. – Секция 1. – С. 116 – 118.

92. Хряков, К.С. Исследование форм и частот собственных колебаний переднего антикрыла гоночного автомобиля Даллара Т12 [Текст] / К.С. Хряков, П.А. Сорокин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2015. – №5 (Ч. 2). – С. 85 – 91.

93. Хряков, К.С. Принцип действия системы управления устойчивостью башенного крана [Текст] / К.С. Хряков, А.В. Мишин // Труды XVIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы». – М.: МАДИ, 2014. – Ч. 1. – Секция 1. – С. 118 – 120.

94. Хряков, К.С. Проблемы эффективной работы аэродинамических элементов гоночных автомобилей [Текст] / К.С. Хряков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2014. – №11 (Ч. 2). – С. 193 – 196.

95. Хряков, К.С. Система обеспечения устойчивости башенных кранов при ненормируемых внешних воздействиях [Текст] / К.С. Хряков // Труды X Международной научно-технической конференции «Trans-Mech-Art-Chem». – М.: МИИТ, 2014. – Секция 1. – С. 103 – 104.

96. Хряков, К.С. Система повышения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении поворотов на больших скоростях [Текст] / К.С. Хряков, П.А. Сорокин // Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной

системы как катализатор роста экономики государства. Международная научно-практическая конференция (Красноярск, 7 – 8 апреля 2016 г.). – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2016. – Ч. 2. – С. 356 – 360.

97. Хусаинов, А.Ш. Теория автомобиля. Конспект лекций [Текст] / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.

98. Хусаинов, А.Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля: учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение [Текст] / А.Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с. – ISBN 978-5-9795-0888-7.

99. Чен, К. MATLAB в математических исследованиях [Текст]: Пер. с англ. В.Е. Кондрашова, С.Б. Королева / К. Чен, П. Джиблин, А. Ирвинг. – М.: Мир, 2001. – 346 с.: ил. – ISBN 5-03-002821-8.

100. Четаев, Н. Г. Устойчивость движения. Работы по аналитической механике [Текст] / Н. Г. Четаев. – М.: АН СССР, 1962. – 535 с.

101. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля [Текст] / Е.А. Чудаков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1950. – 344 с.

102. Шуваев, Н.В. Методика численного моделирования аэроупругого взаимодействия компрессорных лопаток газотурбинного двигателя с дозвуковым набегающим потоком воздуха [Текст]: дис. … канд. техн. наук: 05.13.18: защищена 22.04.14 / Шуваев Николай Васильевич. – Пермь, 2014. – 133 с. – Библиогр.: с. 118–133.

103. Эллис, Д.Р. Управляемость автомобиля [Текст]: Пер. с англ. / Д.Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975 – 216 с.

104. Amadori, M. Design and development of the new composite-material mainplane of the Dallara T12 race car [Text]: tesi di laurea / Amadori Marco. – Bologna, 2013. – 128 p.

105. Andrzejewski, R. Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle [Text] / R. Andrzejewski, J. Awrejcewicz. – New York: Springer Science+Business Media Inc., 2005. – 328 p. – ISBN 0-387-24358-5, e-ISBN: 0-387-24359-3.

106. Benzing, E. Ali = Wings [Text] / E. Benzing. – Milano: Automobilia, 1991. – 230 p. – ISBN 88-85880-38-X.

107. Campbell, C. The sports car. Its design and performance [Text] / C. Campbell. – 4th edition. – London: Chapman and Hall, 1978. – 308 p. – ISBN-13: 978-1-4613-3386-9, e-ISBN-13: 978-1-4613-3384-5.

108. Dixon, J.C. Suspension geometry and computation [Text] / J.C. Dixon. – Chippenham: John Wiley & Sons Ltd, 2009. – 434 p. – ISBN 978-0-470-51021-6.

109. Dominy, J.A. Aerodynamic influence on the performance of the Grand Prix racing car [Text] / J.A. Dominy, R.G. Dominy // Proceeding of the institution of mechanical engineers. – 1984. – №7 (Part. D). – P. 87 – 93.

110. Fey, B. Data power: using racecar data acquisition [Text] / B. Fey. – Memphis: Towery Publishing, Inc., 1993. – 176 p. – ISBN 1-88109-601-7.

111. Formula Renault 3.5: Monaco 2014, Race [Видеозапись] / World series by Renault: Eurosport, 2014.

112. Formula Renault 3.5 [Text]: Nomenclature. Technical regulations 2014 / Renault Sport. – 2014. – 85 p.

113. Formula Renault 3.5 [Text]: User manual. In 10 p. / Renault Sport. – Release 9.1. – 2014.

Part A: Introduction. – 11 p.

Part B: Chassis. – 53 p.

Part C: Maintenance and repair. – 36 p.

Part D: Engine. – 19 p.

Part E: Clutch and brakes. – 21 p.

Part F: Gearbox. – 82 p.

Part G: Dampers. – 12 p.

Part H: Tyres. – 27 p.

Part I: Electronics. – 59 p.

Part J: Looms. – 10 p.

114. Gillespie, T.D. Fundamentals of vehicle dynamics [Text] / T.D. Gillespie. – Warrendale: SAE International, 1992. – 519 p. – ISBN 978-1-56091-199-9.

115. Haney, P. Inside racing: a season with the PacWest CART Indy Car team [Text] / P. Haney. – Redwood City: TV MOTORSPORTS, 1998. – 358 p. – ISBN 0-9646414-1-0.

116. Jagadeep, J.R. Finding the optimum angle of attack for the front wing of an F1 car using CFD [Text] / J.R. Jagadeep, G. Mayank // Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics. – Elounda, 2006. – P. 29 – 34.

117. Jensen, K. Aerodynamic undertray design for Formula SAE [Text]: an abstract of the thesis / Karl Jensen. – Oregon, 2010. – 37 p.

118. Karnopp, D. Vehicle stability [Text] / D. Karnopp. – New York: Marcel Dekker Inc., 2004. – 332 p. – ISBN-10: 0824757114, ISBN-13: 9780824757113.

119. Katz, J. Race car dynamics: designing for speed [Text] / J. Katz. – Cambridge: Bentley Publishers, 1995. – 270 p. – ISBN 0-8376-0142-8.

120. Matthews, C. Engineer's data book [Text] / C. Matthews. – 2nd edition. – London: Professional Engineering Publishing, 2000. – 238 p. – ISBN 1 86058 248 6.

121. Milliken, W.F. Race car vehicle dynamics [Text] / W.F. Milliken, D.L. Milliken. – 3rd printing. – Warrendale: SAE International, 1995. – 890 p. – ISBN 1-56091-526-9.

122. Pacejka, H.B. Tyre and vehicle dynamics [Text] / H.B. Pacejka. – 2nd edition. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. – 642 p. – ISBN-10: 0-7506-6918-7.

123. Pakkam, S.S. High downforce aerodynamics for motorsports [Text]: thesis for the degree of master of science / Sriram Saranathy Pakkam. – Raleigh, 2011. – 124 p.

124. Smith, C. Tune to win: the art and science of race car development and tuning [Text] / C. Smith. – Fallbrook: Aero Publishers, Inc., 1978. – 173 p. – ISBN 0-87938-071-3.

125. Staniforth, A. Competition car suspension: design, construction, tuning [Text] / A. Staniforth. – 3rd edition, reprinted. – Sparkford: Haynes Publishing, 2002. – 268 p. – ISBN 1 85960 644 X.

126. T12 2012 spare parts catalogue [Text] / Dallara automobili, 2011. – 152 p.

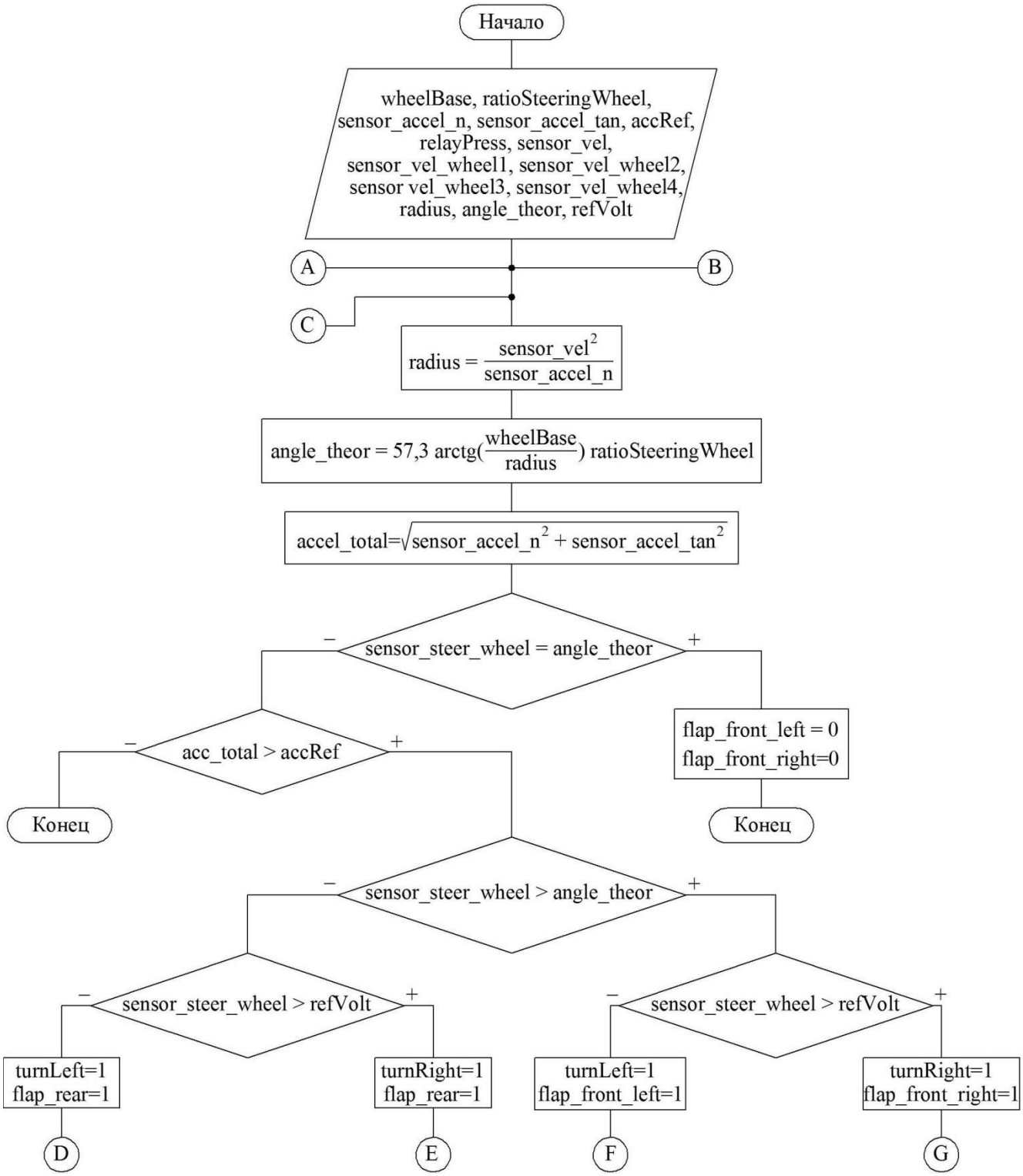
127. Van Den Berg, M.A. Aerodynamic interaction of an inverted wing with a rotating wheel [Text]: thesis for the degree of doctor of philosophy / Van Den Berg Martinus Anthoon. – Southampton, 2007. – 274 p.

128. White, F.M. Viscous fluid flow [Text] / F.M. White. – 2nd edition. – Singapore: McGraw-Hill, Inc., 1991. – 614 p. – ISBN 0-07-069712-4.

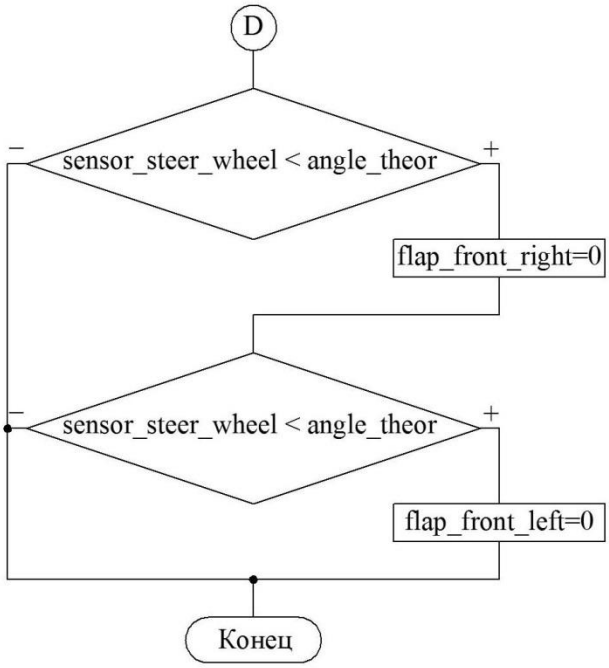
ПРИЛОЖЕНИЕ А

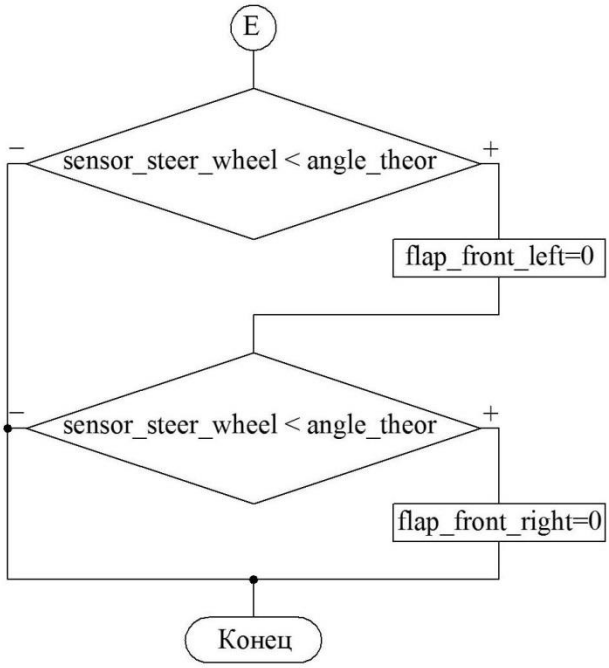
(справочное)

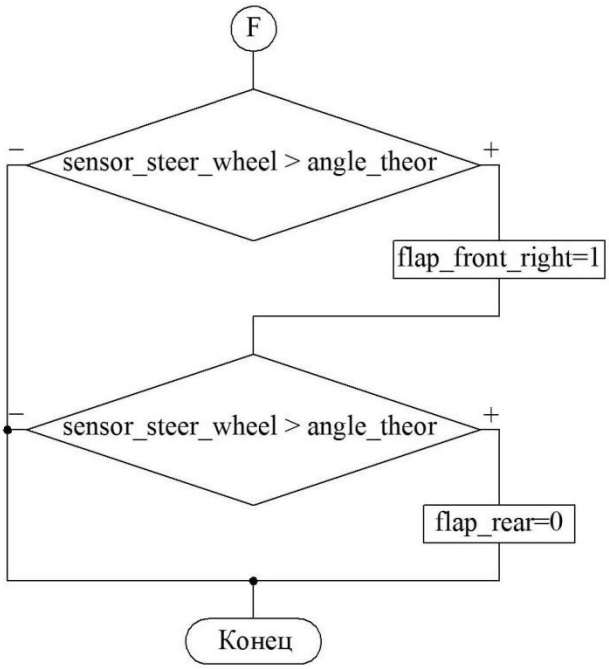
Алгоритм работы системы обеспечения устойчивости гоночного автомобиля Даллара T12 при прохождении поворотов на больших скоростях

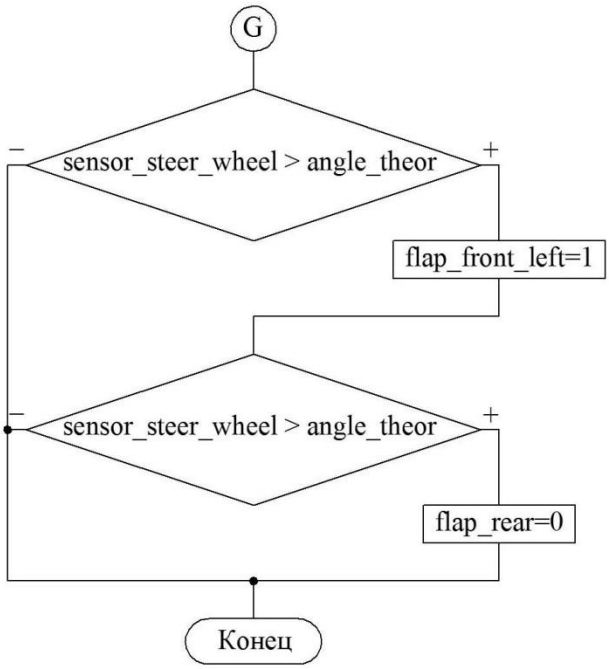


(Продолжение)

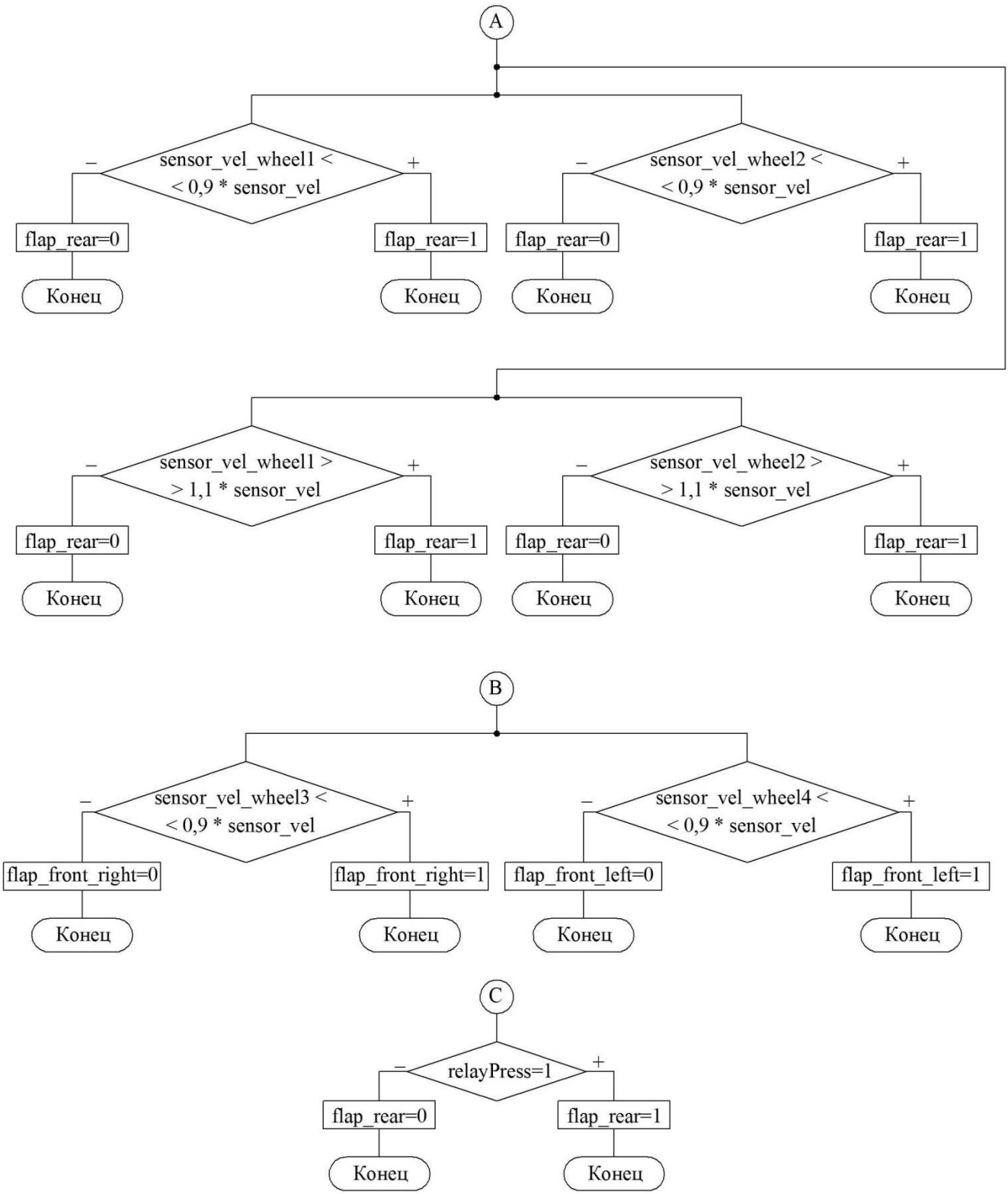








(Продолжение)

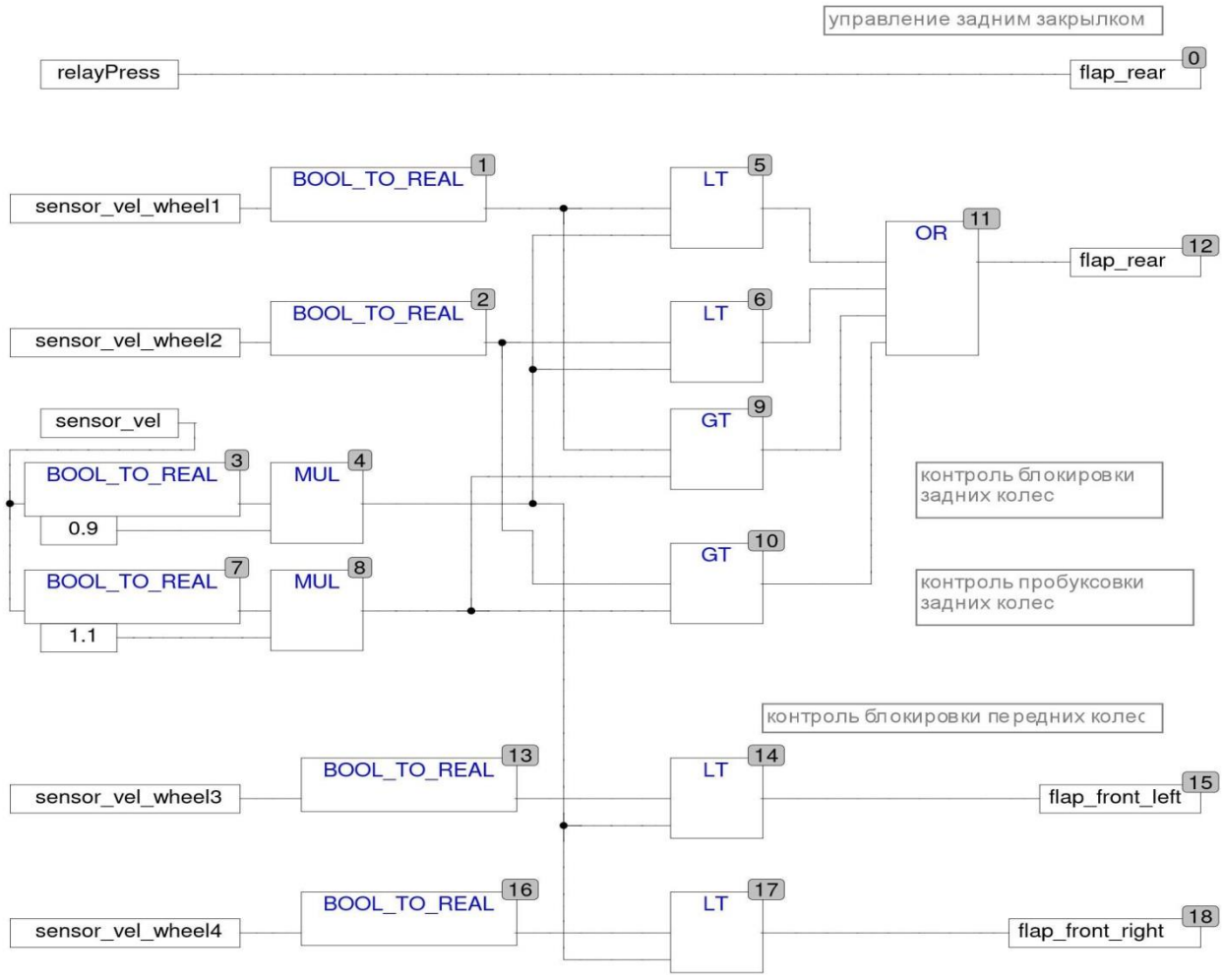


ПРИЛОЖЕНИЕ Б

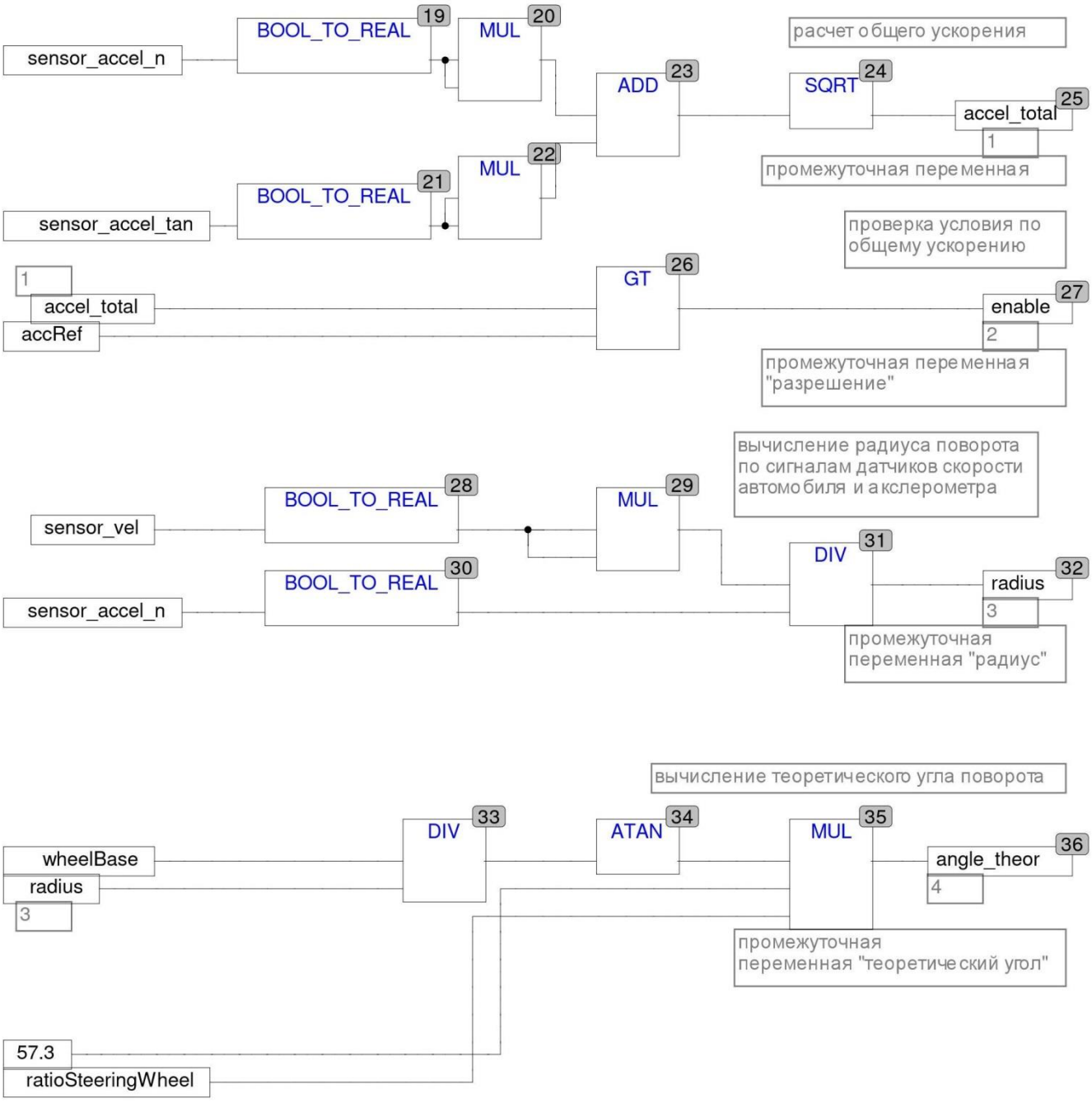
(справочное)

Листинг программы контроллера системы обеспечения устойчивости на графическом языке программирования CFC

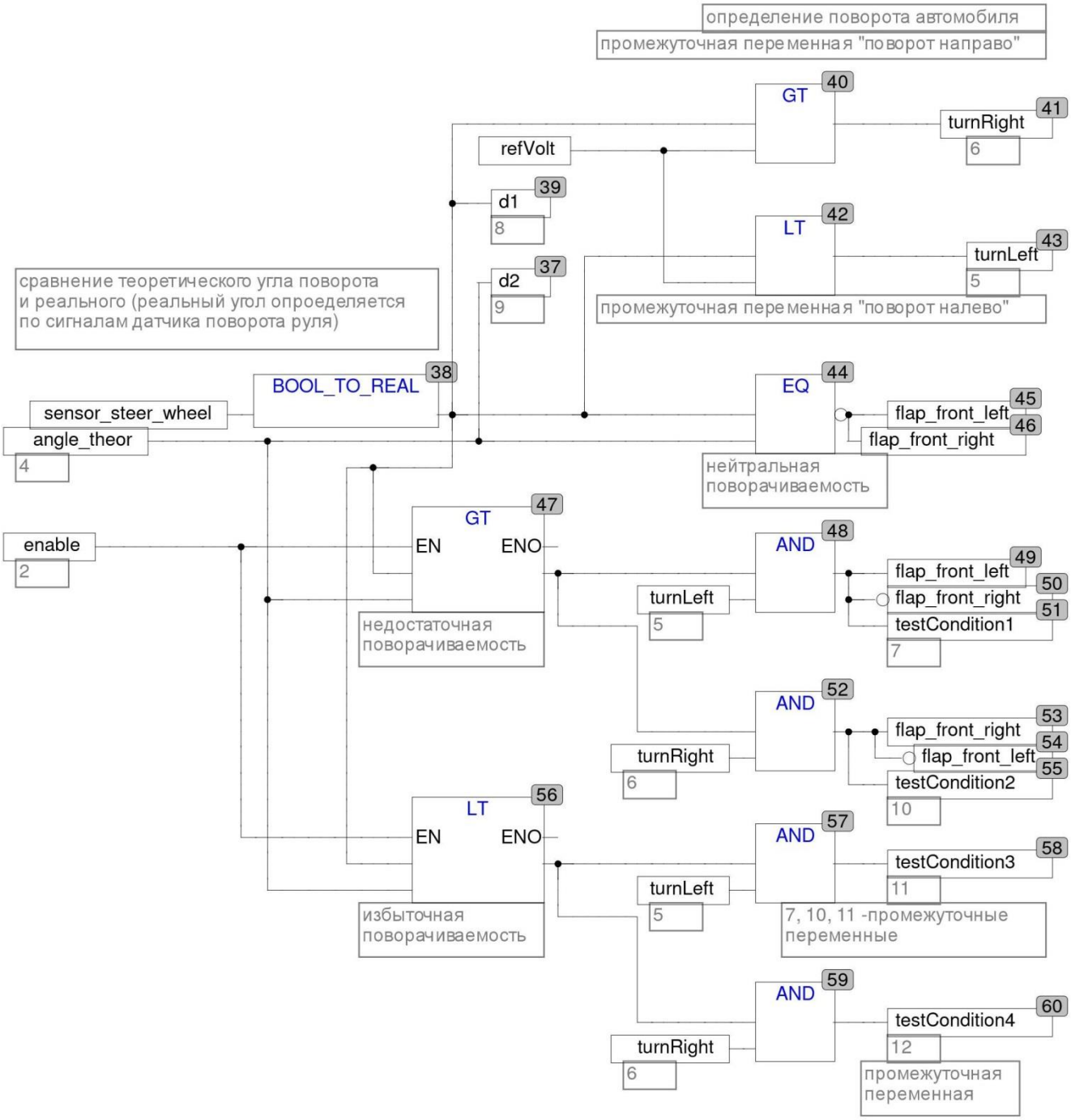
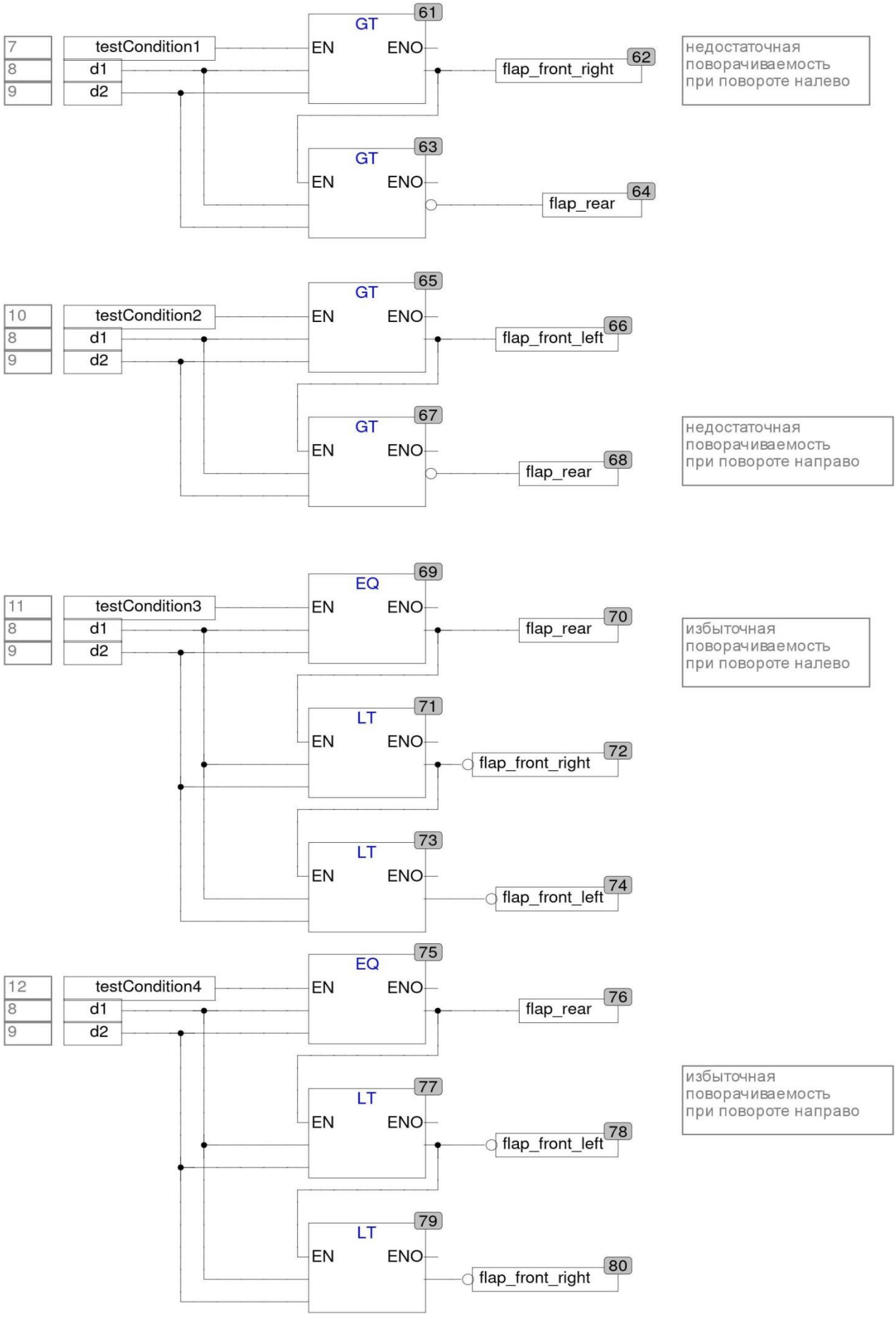
```
0001 PROGRAM PLC_PRG
0002 VAR
0003     wheelBase: REAL := 3.125;              (*база автомобиля, м*)
0004     ratioSteeringWheel: REAL := 14.6;      (*передаточное число рулевого управления*)
0005     accRef: REAL:=14.7;                    (*уставка ускорения, м/с^2*)
0006     accel_total:REAL;                      (*общее ускорение, м/с^2*)
0007     radius: REAL;                          (*промежуточная переменная*)
0008     angle_theor: REAL;                     (*промежуточная переменная - теоретический угол*)
0009     enable: BOOL;                          (*промежуточная переменная - разрешение*)
0010     refVolt: REAL:=3;                      (*уставка напряжения, В*)
0011     turnRight: BOOL;                       (*промежуточная переменная - поворот направо*)
0012     turnLeft: BOOL;                        (*промежуточная переменная - поворот налево*)
0013     d1: REAL;                              (*промежуточная переменная*)
0014     d2: REAL;                              (*промежуточная переменная*)
0015     testCondition1: BOOL;                  (*промежуточная переменная - проверка условия1*)
0016     testCondition2: BOOL;                  (*промежуточная переменная - проверка условия2*)
0017     testCondition3: BOOL;                  (*промежуточная переменная - проверка условия3*)
0018     testCondition4: BOOL;                  (*промежуточная переменная - проверка условия4*)
0019 END_VAR
0020
0021
0022
0023
0024
0025
0026
```



(Продолжение)



(Продолжение)



(Продолжение)