

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Курганский государственный университет»

На правах рукописи



Волков Александр Александрович

ПОВЫШЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ В ПОВОРОТЕ БЫСТРОХОДНОЙ
ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ

Специальность 05.05.03 – Колёсные и гусеничные машины

Диссертация
на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
профессор, доктор технических наук
Держанский В.Б.

Курган – 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	12
1.1 Историческая справка об исследовании методов оценки подвижности гусеничных машин.....	12
1.2 Зависимость подвижности гусеничной машины от удельной мощности.....	18
1.3 Обзор конструкций систем управления поворотом гусеничных машин.....	22
1.4 Способы определения кинематических, силовых и динамических параметров, определяющих траекторию движения	26
1.4.1 Определение кинематических параметров.....	27
1.4.2 Методы определения силовых параметров.....	30
1.4.3 Зависимость подвижности гусеничных машин от динамических свойств системы управления поворотом.....	35
1.5 Анализ способов определения коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков.....	38
1.6 Задача исследования.....	41
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ.....	42
2.1 Объект исследования. Основные характеристики объекта исследования.....	42
2.2 Расчетная схема и математическая модель движения машины в повороте и результаты моделирования.....	45
2.3 Формализация характеристики системы управления поворотом.....	62
2.4 Анализ качества переходных процессов, реакции на единичное силовое управляющее воздействие.....	69

2.5 Выводы.....	71
ГЛАВА 3. ЛАБОРАТОРНО-ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ.....	72
3.1 Объект, цель и задачи экспериментального исследования....	72
3.2 Комплекс информационно измерительной аппаратуры.....	76
3.3 Результаты экспериментальных исследований движения машины при роботизированном управлении.....	84
3.4 Результаты экспериментального исследования при управлении водителем и их анализ.....	88
3.5 Выводы.....	96
ГЛАВА 4. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	98
4.1 Анализ сходимости результатов теоретического и экспериментального исследования.....	98
4.2 Сопоставление результатов теоретического и экспериментально исследования.....	102
4.3 Разработка нового способа определения поворачивающего момента и коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков реализуемого системой управления поворотом и их зависимости от кривизны траектории и других кинематических параметров.....	105
4.4 Система дистанционного телеметрического измерения коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков гусеничных машин.....	115
4.5 Факторы ограничивающие быстроходность гусеничных машин и обоснования направленные для её повышения.....	119
4.6 Совершенствование системы управления механизмом поворота гусеничной машины с дискретными свойствами.....	123
4.7 Оценка эффективности результатов.....	130
4.8 Выводы.....	133

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ.....	134
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	136
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	144

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Важнейшим показателем эксплуатационных качеств быстроходных гусеничных машин (БГМ) является подвижность, характеризуемая скоростными качествами. При комплексном подходе совершенствования конструкции гусеничных машин, таких как: повышение удельной мощности с 12 до 25 кВт/т, применение гидромеханической трансмиссии с дифференциальным гидрообъемным (ГОП) механизмом поворота с современными электронными системами позволяют обеспечить повышение скоростных свойств современных БГМ. Но реализовать, указанные свойства, в полной мере не удастся из-за ряда динамических событий вызываемых прямолинейным движением и в процессе поворота, особенно трудно реализовать на роботизированных машинах. Это относится и к разработанному в ОАО «СКБМ», ОАО «КМЗ», город Курган, снегоболотоход ТМ-140. Эта машина оснащена дизельным двигателем ЯМЗ-236, гидромеханической коробкой передач с электрогидравлическим управлением. Вездеход ТМ-140 это не только повышенная проходимость по грунтам с низкой несущей способностью и по глубокому снегу, но и способность преодолевать водные преграды, который, в соответствии с программой «Арктика – 2020», предназначен для использования в особо тяжелых дорожных и климатических условиях. Высокий уровень комфорта и микроклимата для экипажа, позволяет эксплуатировать данные машины в суровых условиях низких температур Арктики, Сибири и Дальнего Востока. Основным недостатком этой машины является ограничения возможности реализовать потенциальные скоростные качества, которые определяются динамическими явлениями, характеризуемые управляемостью и устойчивостью движения, особенно на обледенелых и заснеженных дорогах.

Это же относится и к боевым машинам пехоты БМП-1, БМП-2, 25000 единиц которых стоят на вооружении многих стран мира. Однако, в отличие от зарубежных эти машины за многие годы не подвергались модернизации. Средний срок от начала серийного производства машин до ее модернизации у

зарубежных производителей составляет 4-7 лет. Основные серийные машины зарубежных производителей появились на много лет позже БМП-1, однако зарубежные образцы проходят не первую модернизацию. Это свидетельствует о безусловной необходимости разработки и реализации проекта, модернизации отечественных БМП, в частности совершенствования системы управления поворотом. Особенно остро эта проблема встает при роботизации управления. В этом случае движение по заданной траектории возможно лишь на первой низшей передаче. На основе анализа теоретических и экспериментальных данных в данной работе выдвигается гипотеза о том, что низкая степень реализации потенциальных скоростных свойств машины при роботизированном управлении заключается в неточном определении начальных условий, многих допущениях, что приводит к отклонению кинематических силовых и динамических параметров определяющих траекторию движения машины, ее отклонение от заданной. Вписывание в требуемую траекторию достигается ограничением скорости движения. В связи с этим тема диссертационной работы, посвященная анализу причин ограничения подвижности, научному обоснованию путей повышения скоростных качеств машин, с дискретной системой управления поворотом, является актуальной.

Цель исследования:

Повышение скоростных качеств быстроходных гусеничных машин на основе совершенствования алгоритмов управления, учитывающих новые закономерности взаимодействия движителя с опорным основанием, получаемые на основе расчетно-экспериментальных методов с использованием современных информационных технологий.

Задачи исследования:

1. Теоретическое исследование управляемого движения БГМ. Имитационное моделирование движения машины, определение

кинематических, силовых и динамических свойств машины, их зависимости от параметров конструкции машины и условий движения.

2. Экспериментальное исследование динамики управляемого движения БГМ, идентификация параметров системы, определение кинематических, динамических и силовых параметров движения гусеничной машины.

3. Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования, верификация математической модели движения гусеничной машины, разработка новых способов определения необходимого поворачивающего момента и коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков, обоснование алгоритма управления, обеспечивающего повышение быстроходности гусеничной машины.

Решение выше указанных задач, позволит более корректно оценивать скоростные качества быстроходных гусеничных машин и обосновать пути их повышения.

Методология и методы исследования.

При решении задач диссертационного исследования было произведено имитационное моделирование управляемого движения БГМ по усовершенствованной математической модели. Производился динамический анализ объекта исследования, это фазово-частотные характеристики и качество переходных процессов, на основе теории управляемости и устойчивости движения транспортных машин. Валидация математической модели и принимаемых допущений, осуществлялась на основе лабораторно-дорожных испытаний натурального объекта оснащенной системой управления поворотом с дискретными свойствами и позволяющими обеспечить как ручное (водителем) так и роботизированное управление. При проведении экспериментальных исследований использовался высокоточное программно аппаратное обеспечение, реализующее спутниковую технологию глобального позиционирования Глонасс/GPS. Обработка полученных результатов

экспериментального исследования осуществлялись в программных пакетах PowerGraph, VBOXTools, Mathcad, LMS AMESim и MATLAB.

Научная новизна состоит в следующем

- в разработке усовершенствованной математической модели движения машины, метода расчетно-экспериментального определения параметров грунта и коэффициента сопротивления боковому уводу в режиме реального времени, его зависимости от угла скольжения с учетом параметров конструкции блока подвески опорных катков и их взаимодействие с опорной поверхностью через гусеницу;

- в установлении новых закономерностей кинематических и силовых параметров, характеризующих криволинейное движение, при учете нелинейного взаимодействия движителя с опорным основанием, на основе реализации гипотезы о боковом уводе опорных катков на любых видах грунта;

- в разработке метода определения требуемого поворачивающего момента, реализуемого системой управления поворотом с учетом инерционной составляющей;

- в обосновании алгоритма управления движением гусеничной машины, обеспечивающего коррекцию управляющего воздействия с использованием разработанных матриц управления.

Практическая значимость работы

Разработанный метод расчетно-экспериментального определения параметров взаимодействия движителя гусеничной машины с опорным основанием обеспечивает достоверность идентификации типа грунта, основных кинематических и силовых показателей, характеризующих параметры криволинейного движения.

Предложенные расчетно-экспериментальные методы идентификации параметров движения БГМ в режиме реального времени, полученные новые закономерности, позволяют разработать более совершенные алгоритмы

корректировки управляющих воздействий, обеспечивающие устойчивое движение с требуемой кривизной траектории и максимально возможной (заданной) скоростью.

Результаты исследования, в частности, разработанные новые технические решения по совершенствованию системы управления движением, повышают устойчивость и обеспечивают в зависимости от типа грунта и кривизны траектории рост скорости до 10...11 км/ч. Реализация предложенного алгоритма управления позволяет повысить скорость движения в 1,5..1,6 раза при управлении водителем средней квалификации.

Результаты исследования, позволили создать корректирующие таблицы, которые с высокой эффективностью применимы при разработке систем управления движением РТК, создаваемых на базе быстроходных гусеничных машин.

Реализация работы

Теоретические и экспериментальные исследования изложены в двух отчётах НИР и переданы ОАО «СКБМ», КУРГАНМАШЗАВОД, г. Курган. При выполнении ОАО «КМЗ» опытно конструкторской работы по программе «РТК» применялась разработанная функциональная схема, системы управления движением гусеничной машины по совершенствованию алгоритмов работы системы управления с применением современных информационных технологий (разделы 2, 3).

Данная работа является ключевой частью госбюджетной темы №256 «Научные основы синтеза систем стабилизации траектории движения быстроходной гусеничной машины на основе инновационных информационных технологий».

Акт о внедрении результатов НИР № 6 от 07.09.2018г.

Результаты НИР использованы ОАО «СКБМ» при разработке перспективных программ управления движением гусеничных машин, а так же в учебном процессе подготовки специалистов по направлению 23.05.02, и

аспирантов по специальности 05.05.03 в Курганском государственном университете.

На защиту выносятся

Положение научной новизны, практической значимости, а так же результаты и выводы по работе.

Степень достоверности результатов

Достоверность научных положений работы, подтверждена сравнением результатов численного моделирования и экспериментальных исследований. Расхождение, полученных результатов по частоте и амплитуде поворачивающего момента, не превышает 7..10%, из-за отклонения начальных условий при моделировании. Достоверность результатов моделирования, подтверждена лабораторно-дорожными испытаниями с применением современного сертифицированного высокоточного комплекса RaceLogic VBOX3i.

Апробация работы.

Основные положения и материалы работы докладывались и обсуждались на научных конференциях:

- III Международной научно-практической конференции «Инновации и исследования в транспортном комплексе». – Курган, 2015 г;
- VIII Межрегиональной научно-практической конференции «Инновационные технологии, системы вооружения и военной техники для Арктики, Сибири и Дальнего Востока» (БРОНЯ – Омск – 2015). – ОМСК, 2015 г;
- XVIII Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» – Санкт-Петербург, 2015 г;
- XIX Всероссийской научно-практической конференции «Актуальные проблемы защиты и безопасности» – Санкт-Петербург, 2016 г;

- VI Белорусском конгрессе по теоретической и прикладной механике «Механика-2016» – Минск, 2016 г;
- Международный форум Армия-2016 Кубинка Моск. обл. 2016г;
- 75-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ кафедры тягачей и амфибийных машин – Москва, 2017г;
- XX Всероссийская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы защиты и безопасности» – Санкт-Петербург, 2017 г;
- Международный форум Армия-2017 Кубинка Моск. обл. 2017г;
- Международный научно-техническая конференция «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении 2018» - Севастополь, 2018 г.

В полном объеме диссертационная работа обсуждалась на научных семинарах кафедр амфибийных машин МАДИ ГТУ, Москва (2017), гусеничных машин и прикладной механики КГУ, Курган (2017), колесных и гусеничных машин ЮУрГУ, Челябинск (2018) и на научном семинаре отдела механики транспортных машин ИМАШ УрО РАН.

Публикации.

По результатам полученным при выполнении диссертационной работы опубликовано 16 научных статей, в том числе 4 статьи в изданиях перечня ВАК РФ, 4 патентов РФ на изобретения и полезные модели. Основные публикации приводятся в конце автореферата.

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, четырёх глав, основного текста, выводов, списка источников и приложений. Работа изложена на 143 листах машинного текста, содержит 46 рисунков, 6 таблиц. Список литературы содержит 78 наименований и приложений на 37 страницах.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе приводятся краткая история рассматриваемого вопроса, анализ методов и условий определения кинематических, силовых и динамических параметров формирующих траекторию движения и скоростные качества машины.

1.1 Историческая справка об исследовании методов оценки подвижности гусеничных машин

С момента появления самоходных транспортных средств и их опыта эксплуатации, стали возникать вопросы, связанные с подвижностью. Особенно остро повышение подвижности необходимо для военной техники, так как гражданские транспортные средства в большей степени передвигаются по дорогам, которые в свою очередь постепенно улучшаются. Военная техника: бронетранспортеры, боевые машины пехоты и десанта, танки, самоходные артиллерийские установки и обильные инженерные машины должна передвигаться как по дорогам общего пользования, так и по пересеченной местности, грунтам с низкой несущей способностью, преодолевать естественные и искусственные препятствия. Для военной техники под понятием подвижность принимается ряд основных свойств: быстроходность, маневренность, проходимость, плавучесть и запас хода.

Показатель подвижность в истории развития транспортных средств в нашей стране, претерпел существенные изменения. С появлением бронированных колесных машин, период 1900-х годов, проводились первые работы по повышению подвижности, однако не была различия между понятиями проходимость и подвижность. Первоначально решением по повышению подвижности было совершенствование конструкции движителя, активно создавались новые конструкции движителей, такие как комбинированные (колесно-гусеничные) но в серийное производство такие конструкции не пошли, так как они сложны в изготовлении и эксплуатации.

После Первой мировой войны с появлением опыта эксплуатации в ряде стран для повышения мобильности войск были приняты на вооружение броневые автомобили и легкие танки. С того времени в примитивное понятие подвижность дополнительно вводится средняя скорость движения на маршруте.

Следующим этапом развития «Подвижности» являются работы связанные с повышением проходимости колесных машин. В результате проведенных исследований были сделаны выводы, что для конструирования ходовой части военной техники нужен свой подход, направленный на увеличение надежности, проходимости и плавности хода.

В период Второй мировой войны, эксплуатация транспортных средств специального назначения подтвердила правильность выбранных направлений. Основными видами боевой военной техники того времени становятся гусеничные машины.

В середине 60-х годов корректируется структурная составляющая, средняя скорость движения на маршруте, было принято понятие скорости движения машины между двумя точками по заданной местности, характеризующее не только техническую возможность машины, но и местность.

Благодаря проведенным исследованиям в 60-80-е годы XX века были созданы и полностью сформировались научные школы по теории транспортных средств:

- проходимости (Я.С. Агейкин) [3],
- общая теория криволинейного движения гусеничных и колесных машин (Я.С. Фаробин) [29],
- теория криволинейного движения многоосных автомобилей (А.С. Литвинов) [31],
- теория колебаний транспортных средств (Р.В. Ротенберг) [42],
- динамической нагруженности элементов трансмиссий (А.К. Фрумкин) [35],

- устойчивости движения и уточненная теория поворота с учетом бокового увода эластичных колес (Д.А. Антонов) [4],

- подвижности амфибийных колесных машин (А. П. Степанов) [49].

Благодаря существенному развитию научных школ, опыта эксплуатации и производства, позволило приступить к проектированию новых машин с улучшенными эксплуатационными показателями. Но понятие подвижность так и не было четко сформулировано.

По данным работ [53, 54, 55], имеется ряд принципиальных отличий определения подвижности и ее характеристик.

В работе [53] автор рассматривает понятие подвижность как боевое свойство, в зависимости от условий движения разделяет на оперативную и тактическую. Оперативная подвижность - способность гусеничной машины совершать движение своим ходом или при транспортировке на танковозах либо железнодорожным транспортом. Так же подвижность определяется по техническим свойствам:

1. Быстроходность - свойство гусеничной машины перемещаться с определенной скоростью по местности;
2. Маневренность - свойство гусеничной машины двигаться по криволинейным участкам местности либо между препятствиями на максимально возможной скорости;
3. Проходимость - свойство гусеничной машины по преодолению естественных и искусственных препятствия на маршруте движения.

Позднее в работе [54] расширяет понятие подвижность, здесь уже рассматривается возможность передвижения соединений военной техники по местности между районами. Поскольку танки не обладают абсолютной проходимостью и при движении на марше возникает необходимость преодоления искусственных и естественных препятствий, при этом общий путь маршрута движения увеличивается (рисунок 1.1). Общее время движения танкового подразделения или части из точки A в точку B состоит из времени чистого движения, времени на техническое обслуживание и заправку топливом,

маслом, время затраченное на ремонт и устранение технических неисправностей.

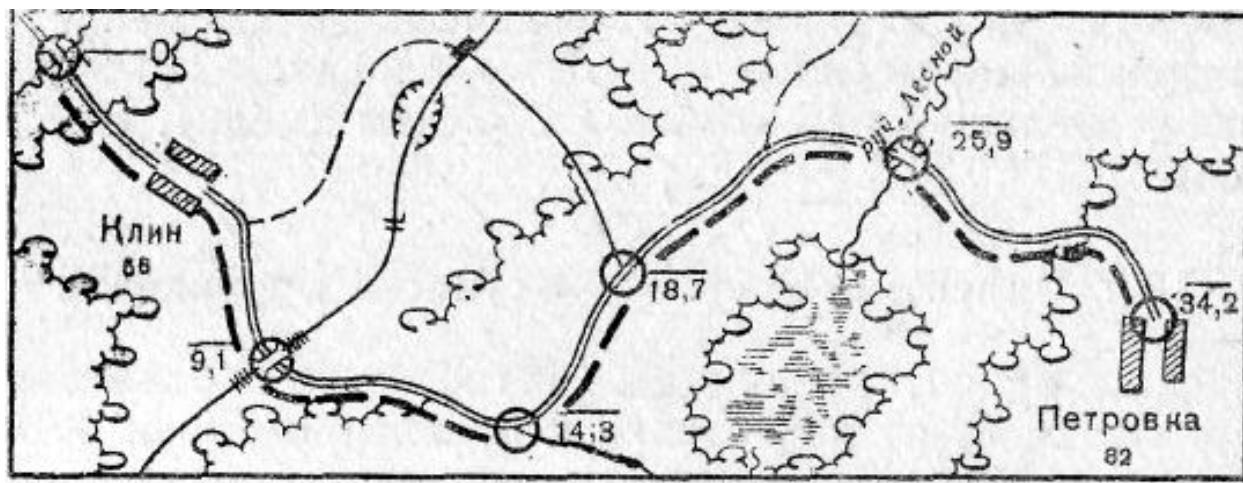


Рисунок 1.1 - Схема маршрута движения

На основе проекта ГОСТ [16] можно составить схему Подвижности ВГМ с ее свойствами и характеристиками (рисунок 1.2).

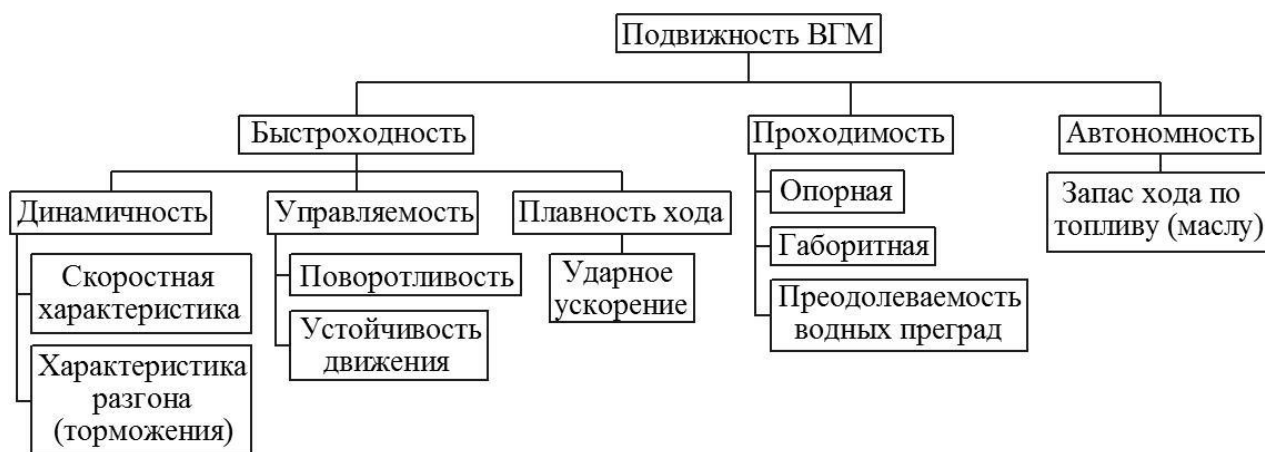


Рисунок 1.2 - Подвижность ГМ и ее свойства

Подвижность военно-гусеничной машины – это совокупность свойств гусеничной машины, характеризующие ее способность к самопередвижению в заданных условиях. В это определение входят частные свойства:

- Быстроходность – характеристика транспортных средств по максимальной скорости перемещения по местности, включающая в себя динамичность (разгон и торможение), плавность хода и управляемость.

- Проходимость – характеризуется способностью преодоления на местности естественных и искусственных препятствия. Включающая опорную проходимость (удельное давление на грунт), габаритная проходимость и преодоление бродов.

Автономность действия – характеристика транспортных средств по работоспособности без снижения эксплуатационных показателей, проведения сервисных и ремонтных работ силами экипажа, характеризуется запасом хода по топливу и маслу.

В настоящее время определение термина подвижность так и не было сформировано. Рассмотрим определения понятий подвижность современных исследователей в области колесной и гусеничной техники:

Н.В. Чернышев [52] Подвижность – определяет как любую возможность к перемещению на поверхности.

Подвижность включает в себя группу свойств, основным является поворотливость машины. Поворотливость выражает способность транспортных средств, преодолевать повороты по дорогам и пересеченной местности. Динамическая поворотливость определяется как свойство машины двигаться в поворотах на высокой скорости;

В.В. Ларин [28] рассматривает подвижность как совокупность свойств транспортных средств, позволяющим двигаться по требуемому маршруту с высокой скоростью с обеспечением высокой надежности и экономичным показателям;

В.И. Котляренко [25, 27] рассматривает проходимость одним из свойств подвижности, характеризует, как возможность транспортных средств преодолевать требуемое расстояние с максимально возможной скоростью и минимальным расходом топлива;

Е.В. Сарач [45, 46] для обеспечения живучести военных гусеничных машин является их высокая подвижность, обеспечиваемая высокой скоростью движения по дорогам и пересеченной местности;

И.О. Донато [22] рассматривает подвижности машины, расчетным путем определение скорости движения в зависимости от высоты снега;

В. Горелов [15] занимается разработкой необходимых законов по управлению колесами задних осей транспортных средств специального назначения, направленного на обеспечение устойчивого и управляемого движения многоосных колесных транспортных средств с повышением скорости маневрирования без возникновения опасных ситуаций для самой транспортной машины и окружающих, а так же снизить требования к подготовке, и квалификации механиков водителей;

В.Н. Наумов [34] рассматривает подвижность как преодоления естественных и искусственных препятствий при движении на пересеченной местности по их удельному давлению на грунт.

Профессором В.В. Беляковым в публикациях [5, 6, 7, 8, 13] в начале 2000 годов дано определение подвижности как способность транспортных средств специального назначения выполнить требуемую задачу по транспортировке грузов и личного состава с максимальной приспособляемостью к условиям эксплуатации. Определение включает две особенности: условия эксплуатации и состояние самой машины.

1.2 Зависимость подвижности гусеничной машины от удельной мощности

К динамическим свойствам гусеничной машины относятся: удельная мощность машины и установочная мощность системы управления поворотом, качество переходных процессов – реакция машины на единичное управляющее воздействие (рывок штурвала), модальные характеристики, определяющие реакцию машины на гармоническое управляющее воздействие.

Прогноз, который базировался на исследованиях, выполненных в Военной академии бронетанковых войск в 1964 году [47], с достаточно низкой удельной мощностью машины 12 кВт/т, была построена аналитические зависимости удельной мощности машины от максимальной скорости движения (рисунок 1.1). По полученным закономерностям и повышении удельной мощности до 30 кВт/т, была спрогнозирована максимально возможная скорость движения по дорогам могла превышать 100 км/ч (график 1, рисунок 1.3) и до 80 км/ч при движении по пересеченной местности (график 2 рисунок 1.3).

Результатами подобных исследований, выполняемыми ВНИИ ТрансМаш (1982 год, графики 3,4,5) оказались намного ниже, это было связано с тем, что дополнительные ограничения накладывает сила тяги, низким КПД трансмиссии и гусеничного движителя, а так же физиологические возможности человека по предельным значениями вертикальных ускорений и сложности управления машиной, скорость движения должна составлять 70 км/ч [25]. Указанные зависимости современных быстроходных гусеничных машин с удельной мощностью до 30 кВт/т, приводится ниже (рисунок 1.3). На основе выполненных исследований отраженных в работе [9] выявлено, что более 60% времени быстроходные гусеничные машины двигаются с постоянной корректировки направления движения, не зависимо от движения машины по прямолинейному участку местности или в повороте.

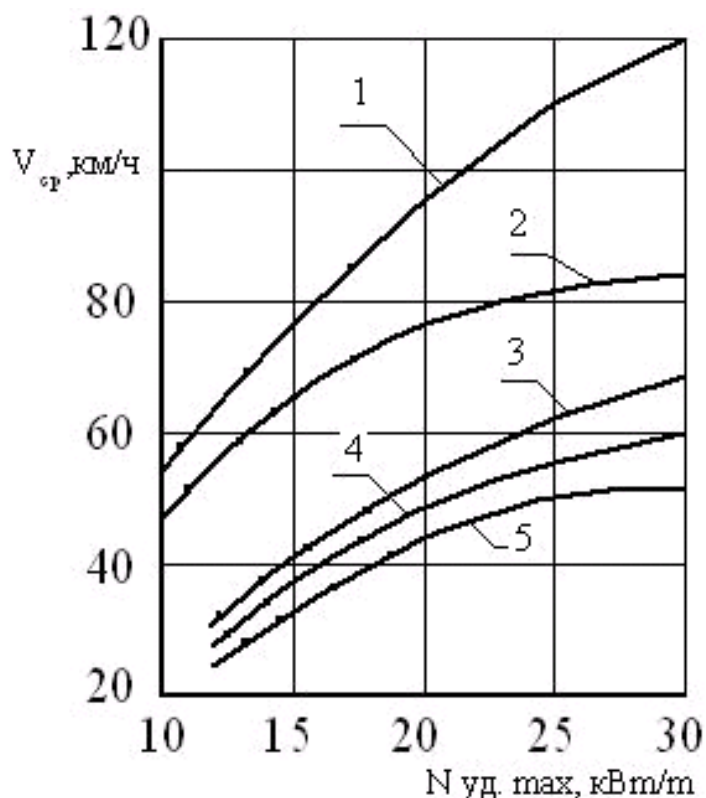


Рисунок 1.3 – Зависимость прогнозируемой скорости движения машины от удельной мощности

Прогноз ВАБТВ (1965 г.): 1 – движение по дорогам; 2 – движение по пересеченной местности. Прогноз ВНИИТМ (1982 г.): 3– ограничения по внешним условиям; 4 – ограничения по управляемости; 5 – ограничения по плавности хода.

Результаты экспериментальных исследований выполненных в работе [18] изображены на рисунке 1.4. Характеристики зависимости средней скорости движения гусеничных машин при движении по деформируемому грунту, график 1 для машин оснащенных ступенчатым планетарным механизмом поворота (МП), а график 3 для машин оснащенных гидрообъемным механизмом поворота с непрерывными свойствами (ГОМП). При анализе графика 1 следует вывод, что с увеличением удельной мощности машины с 13,6 до 19,0 кВт/т, возрастает средняя скорость движения с 35 до 46 км/ч (на 30%), при выполнении тестовой трассы типа «змейка». В аналогичных условиях движения машины оснащенные механизмом поворота с непрерывными свойствами, при повышении удельной мощности с 14,8 до 22,7 кВт/т так же

возрастает средняя скорость движения на тестовой трассе типа змейка с 35 до 48 км/ч (на 40%). Но необходимо обратить внимание на тот факт, что при движении по деформируемому грунту, средняя скорость движения абсолютно разных машин по конструктивному исполнению практически одинаковая. Это связано с тем, что для работы гидрообъемного механизма поворота тратится значительная часть мощности двигателя для преодоления момента сопротивления со стороны грунта.

При движении выше описанных машин по малодеформируемым грунтам с низкими сцепными свойствами, при движении на той же тестовой трассе типа «змейка» средняя скорость движения машин со ступенчатым МП существенно ниже (35 – 38 км/ч), чем у машин оснащенных (ГОМП) (рисунок 1.4 графики 2, 4) из-за невозможности плавного регулирования кривизны траектории.

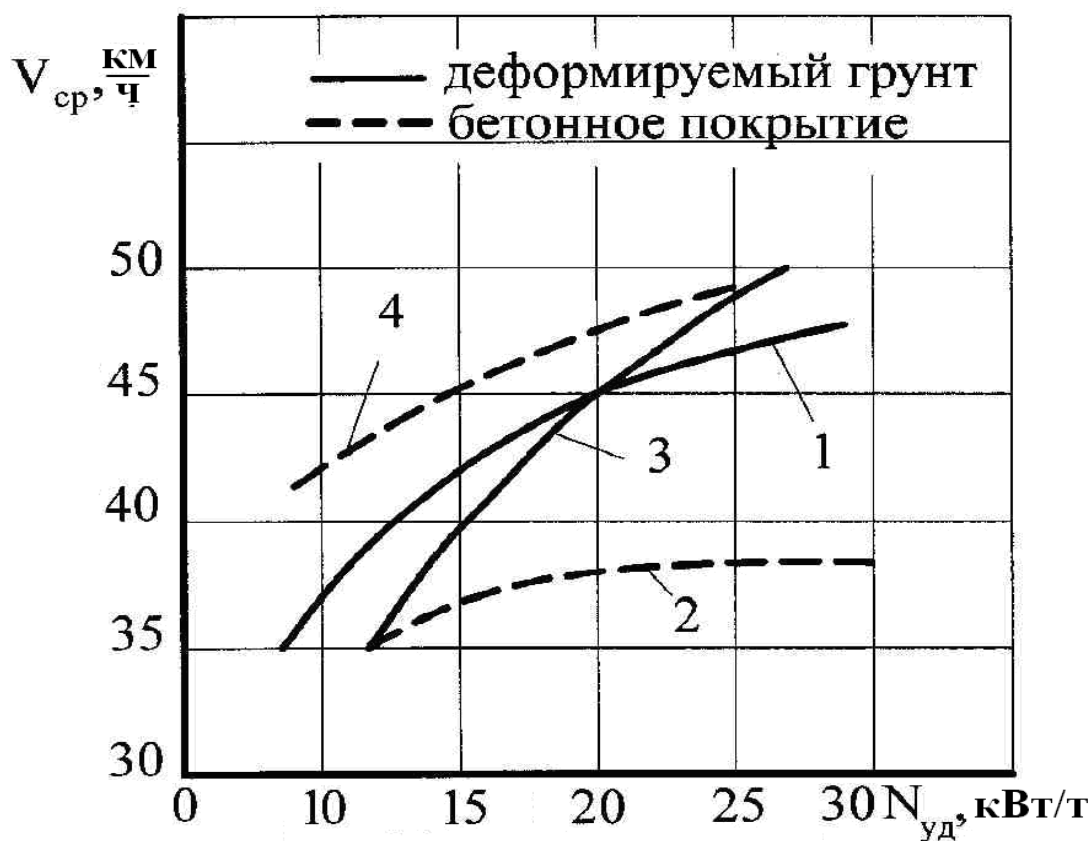


Рисунок 1.4 – Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины

1, 2 – механизм поворота с дискретными свойствами; 3, 4 – механизм поворота с непрерывными свойствами

Результаты экспериментального исследования современных машин с высокой удельной мощностью существенно отличается от прогнозируемых. Это связано с тем, что при прогнозе рассматривалась мощность двигателя в стендовых условиях. В то же время в условиях объекта на функционирование систем моторной установки тратится до 25% мощности двигателя. Кроме того как показывает результаты исследования в гусеничном движителе при большой скорости движения машины (70 км/ч и более) дополнительно затрачивается до 30-35% мощности двигателя.

Скоростные качества гусеничных машин оснащенных механизмом поворота с дискретными свойствами ограничиваются принципом работы. Кроме того, подвижность определяется удельной мощностью машины, динамическими явлениями связанными с цикличностью включения механизма поворота, отклонением траектории движения от требуемой. Так же основным ограничением скоростных качеств является психофизиологические возможности водителя по выполнению функции обратной связи и быстрогодействия системы по переключению передач в трансмиссии. В работе [18] показано, что повышение скоростных свойств при создании дополнительного поворачивающего момента инерционной силой, возникающей при замедлении машины, ограничивается быстрымдействием системы управления переключением передач в механической трансмиссии. Так, в конструкции гусеничной машины ТМ-130 с гидромеханической трансмиссией длительность переключения передач гораздо меньше, не превышает 0,8...1,2 с. В этом случае представляется возможным двигаться в начале маневра «змейка» на пятой передаче, а с ростом сопротивления – переключаться до третьей. Средняя скорость V_{cp} и замедление \dot{V}_{cp} определяются выражениями $V_{cp} = 0,5(q_T^2 + 1)V_3$ и $\dot{V}_{cp} = V_3^2(q_T^2 - 1)/(q_T^2 + 1)\Delta S$ соответственно (здесь q_T – отношение передаточных чисел на смежных передачах, а ΔS – длина полуволны «змейки»).

Длительность переключения передач в механической трансмиссии гораздо выше и составляет 2,5...3,7 с. Ограниченное быстродействие системы переключения на ходу с высших на низшие передачи не представляется возможным. При этом по тестовой «змейке» движение осуществляется на заранее включенной III-й передаче. Приведенное ограничивает скорость движения машины с механической трансмиссией по сравнению с гидромеханической в $0,5(q_t^2 + 1) \approx 1,6$ раза. Для повышения быстродействия переключения передач разработана и испытана при участии автора, автоматизированная система переключения передач [37]. Подвижность во многом определяется качеством переходных процессов и таким динамическим параметром как фазовое отставание реакции на управляющее воздействие.

Для достижения поставленной цели, приведенной выше, в работе решаются задачи, поставленные выше.

Динамические свойства гусеничной машины, их влияние на подвижность определяется при теоретическом исследовании на основе математической модели которая приводится в разделе 2.

1.3 Обзор конструкций систем управления поворотом гусеничных машин

Система управления современных гусеничных машин представляет собой совокупность механизма поворота и приводов управления, с помощью которых водитель осуществляет управление машиной. Например, система управления поворотом машины массой 14 тонн содержит гидрообъемный дифференциальный механизм поворота управляемый штурвалом [12].

Система управления существующих гусеничных машин представляет собой совокупность механизма поворота и приводов управления, с помощью которых водитель осуществляет управление машиной. Например, система управления поворотом боевой машины пехоты БМП-3 [43] так же содержит гидрообъемный механизм поворота и дифференциальный привод.

Водитель, управляя штурвалом, регулирует направление движением машины. Из-за ограничения свойств водителя в следствии его утомляемости задаваемое управление содержит большое количество ошибок. В этом состоит первый недостаток известной системы управления поворотом.

Другой недостаток состоит в том, что для достижения высоких динамических качеств машины при управлении поворотом необходима высокая установочная мощность ГОП. При существенных ограничениях по условиям компоновки и объемно массовым параметрам установочная мощность гидрообъемной передачи системы управления поворотом ограничена. В связи с этим в системе управления поворотом вводится ряд конструктивных решений по созданию управляемых многопоточных приводов, обеспечивающих повышение динамических свойств и управляемости БГМ. Например, в конструкции системы управления поворотом БМП Marder, HSWL-194 в дополнительном контуре используется гидромурфта с регулируемым наполнением. В конструкции системы управления поворотом БМП-3 для повышения динамических свойств, при входе в поворот используется раздельное управление торможением гусеницы отстающего борта. В конструкции БМП Bready (M2) управление поворотом осуществляется двумя бортовыми гидрообъемными передачами. Каждый из рассмотренных вариантов конструктивного решения создания управляемых многопоточных конструкций сдерживается рядом функциональных ограничений. В том числе при ошибочных управлениях водителя [19, 44, 50].

В конструкциях гусеничных машин, в которых привод насоса ГОМП осуществляется от насосного колеса гидротрансформатора (ГТ) производительность насоса ГОМП соответственно и кривизна траектории k зависит от угла поворота штурвала $\alpha_{шт}$, а так же номера включенной передачи m_j и передаточного отношения гидротрансформатора $i_{гт}$, $k(\alpha_{шт}, m_j, i_{гт})$ приведена на рисунке 1.5. При заблокированном ГТ ($i_{гт}=1$) кривизна траектории для всех передач ($m_j=1..4$) пропорциональна углу поворота штурвала (графики 1, рисунок 1.5). Чувствительность кривизны траектории к управляющему

воздействию уменьшается с ростом номера передачи на величину равной отношению передаточных чисел на смежных передачах трансмиссии. Это обеспечивает в характерных условиях движение машины без бокового заноса, т.е. $k \leq \frac{\mu g}{v^2}$ (график 3, рисунок 1.5).

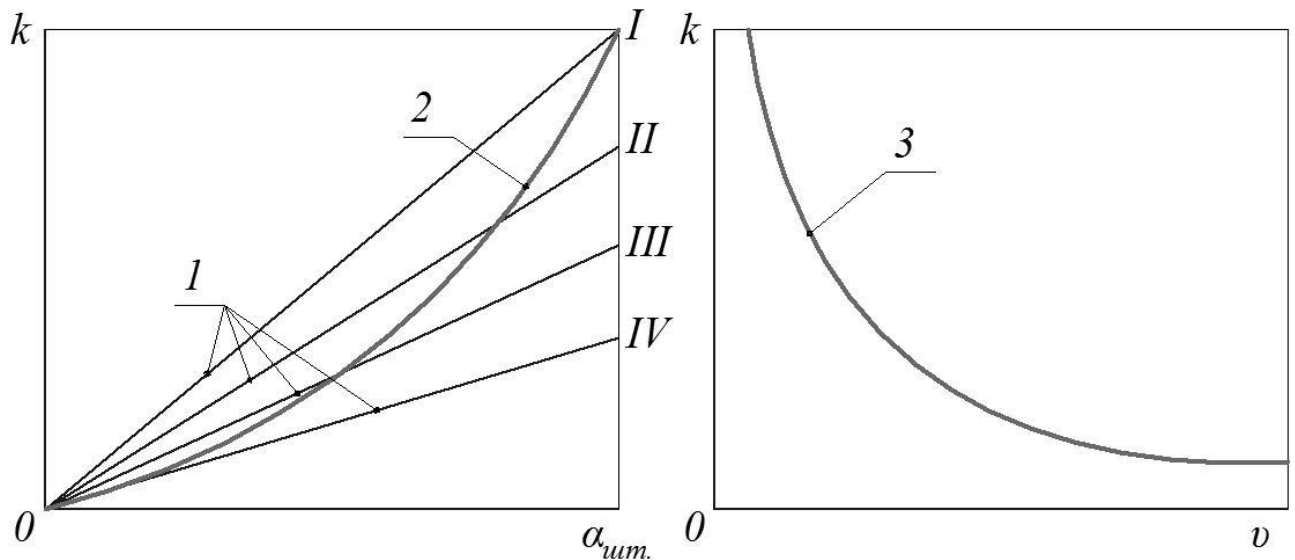


Рисунок 1.5 – Зависимость кривизны траектории от угла поворота штурвала

При разблокировке ГТ ($i_{гт} < 1$) уменьшение частоты вращения турбинного колеса из-за роста момента сопротивления повороту приводит к повышению чувствительности системы управления (график 2, рисунок 1). В свою очередь, повышение кривизны траектории приводит к дополнительному возрастанию момента сопротивления повороту ГМ, формируемым взаимодействием гусениц с опорным основанием [65, 66].

Момент сопротивления повороту зависит от коэффициента сопротивления боковому уходу опорных катков, и продольных координата i -ой оси относительно центра масс. Соответственно увеличение кривизны траектории приводит к увеличению загрузки двигателя, вплоть до его заглохания. Кроме того, рост кривизны траектории приводит к спиралевидности траектории движения (рисунок 2).

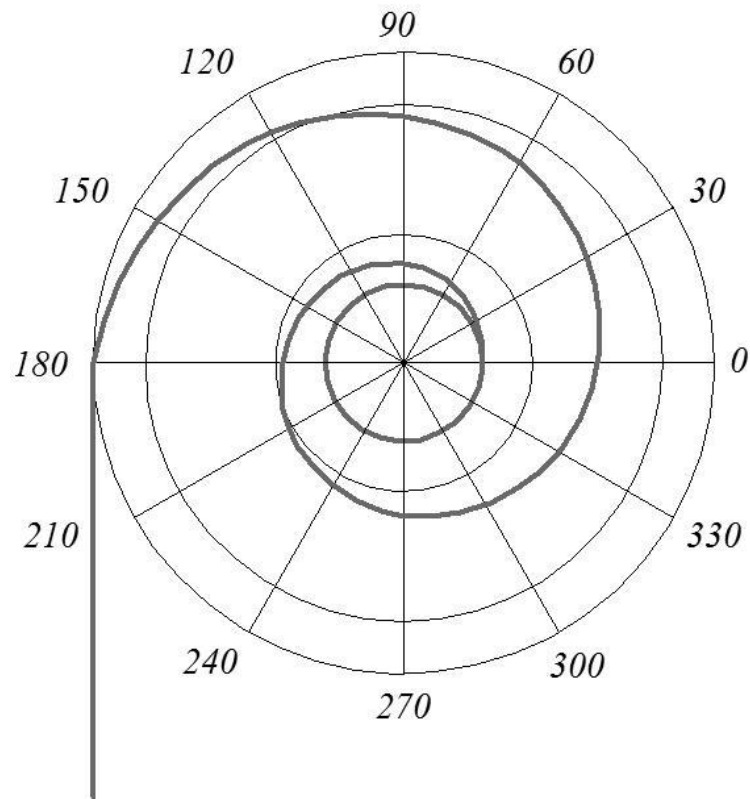


Рисунок 1.6 – Спиралевидная траектория движения

Для устранения данного недостатка предложено техническое решение [36].

Данные транспортные гусеничные машины в первую очередь предназначены для эксплуатации в экстремальных условиях, что ограничивает возможность организации технического обслуживания и ремонта, в частности дорогостоящих электронных устройств системы управления поворотом и системы управления силовым блоком. Указанное, приводит к различным предложениям создания более эффективных систем управления поворотом. Например применением ступенчатых планетарных механизмов поворота. Эти механизмы имеют преимущества объемно-весовым показателям, простоте, стоимости, и отличаются высокой степенью конструктивной и технологической отработанностью элементов конструкции.

Наиболее близкой по технической сути и достигаемого результата является система управления движением БГМ с дискретными свойствами [11].

Система управления движением БГМ с дискретными свойствами, состоящая из командного органа (штурвала), планетарных механизмов поворота каждого борта машины, включающих в себя эпицикл, водило и солнечных шестерен. Эпициклы планетарных механизмов соединяются с выходным валом коробки передач, а водила - через бортовой редуктор с ведущими колесами. Механизм поворота включает так же три фрикционных элемента управления блокировочным фрикционом, тормозами поворота и остановочным, управляемые серводвигателями.

Для обеспечения качественного управления поворотом необходимо создание соответствующего значения поворачивающего момента, реализуемого системой управления поворотом. Выше показано, что не зависимо от вида грунта момент сопротивления повороту может быть определен по значению коэффициента сопротивления уводу. Анализ методов определения коэффициентов приводится ниже.

1.4 Способы определения кинематических, силовых и динамических параметров, определяющих траекторию движения

При проектировании систем управления поворотом гусеничных машин, при создании мобильных роботов на их базе, при оценке подвижности машин в различных условиях эксплуатации необходима модель зависимости поворачивающего момента от параметров криволинейного движения (кривизны траектории, угловой скорости и ускорения поворота машины). Из-за не стабильности физико-механических свойств опорного основания, параметров конструкции машины (вариации коэффициентов сопротивления уводу опорных катков при изменении температуры шин, инерционных свойств машины – при изменении массы при расходе топлива и степени загруженности перевозимым оборудованием) аналитическое решение задачи или численное моделирование требует экспериментальной проверки. В связи с этим используются экспериментальные способы определения поворачивающего момента.

1.4.1 Определение кинематических параметров

Основные материалы данного раздела опубликованной в журнале перечня ВАК [50].

К кинематическим параметрам относятся скорость поступательного движения (v) и угловая (ω), кривизна траектории (k), продольное (χ) и поперечное (y_1, y_2) смещение полюса поворота машины, а так же угол бокового движения (θ).

Значение угловой скорости поворота гусеничной машины принято определять аналитически и экспериментально. При аналитическом определении строится расчетная схема движения машины в повороте и при известных значениях скоростей v_2 и v_1 для машины с шириной колеи B ,

$\omega = \frac{v_2 - v_1}{B}$ или при известных значениях передаточных чисел трансмиссии

отдельных бортов и угловой скорости вала двигателя (ω_d) и радиуса ведущего

колеса ($r_{вк}$), $\omega = \frac{\omega_d \cdot r_{вк}}{B \cdot u_{mp} \cdot u_{op}} \left(\frac{1}{u_2} - \frac{1}{u_1} \right)$. Недостаток этого способа стоит в том, что не

учитывается юз и буксование гусениц в процессе поворота, а значение передаточных чисел механизма поворота u_1 и u_2 являются переменными. Их конкретные значения определяются лишь при повороте с фиксированным или расчетным радиусом.

Кривизна траектории так же определяется аналитически и экспериментально. При известном уравнении траектории движения, например, синусоиды $y(t)$, значение кривизны может быть определено по уравнению

$k = \frac{\ddot{y}}{(1 + (\dot{y})^2)^{0.5}}$. Экспериментальное значение кривизна определяется по

соотношению угловых скоростей вращения грузовых валов $k = \frac{(\omega_1 - \omega_2) \cdot 2}{(\omega_1 + \omega_2) \cdot B}$ [48].

При этом не учитывается юз и буксование гусениц сопровождающийся существенной погрешностью и поперечное смещение полюсов поворота на

величину y_1 и y_2 . В этом случае фактическая кривизна k_ϕ отличается от расчетной $k_\phi = \frac{k_p \cdot B}{B + y_1 + y_2}$. Метод расчета y_1 и y_2 приведен в работе [10].

Экспериментальное значение угловой скорости поворота может быть определено по соотношению угловых скоростей вращения грузовых валов [50], соединяющих механизм поворота с бортовым редуктором по формуле $\omega_m = \frac{(\omega_2 - \omega_1)r_{вк}}{U_{оп} \cdot B}$. Для определения частоты вращения грузовых валов и дальнейшего расчета теоретической кривизны траектории движения машины применяется индуктивный датчик ИС445 и металлические диски с маркерными зубьями. Получаемый сигнал с датчиков частоты вращения, после преобразования в электронном устройстве «импульс-частота-напряжение» (ПЧН) передается в регистратор Rcelogic VBOX3i. При этом так же не учитывается юз и буксование гусениц. В дальнейшем показано, что это приводит от 1,5 до 2,1 кратного отличия измеренного значения угловой скорости от фактического.

При повороте гусеничной машины, движущейся с большой скоростью, центробежная сила приводит к продольному смещению центра поворота на расчетную (траекторную) величину $\chi = \frac{V^2 Lk}{2\mu g}$. Приведенное уравнение получено при равномерном движении по окружности и допущении о линейности характеристики коэффициента сопротивления уводу [50]. В реальных условиях движения, в том числе с переменной кривизной траектории, смещение центра поворота существенно отличается от расчетного значения.

Продольное смещение полюса поворота приводит к боковому движению машины, определяемого направляющим углом – между направлением абсолютной скорости движения центра масс и касательной к требуемой траектории.

Водитель к этому явлению адаптируется и при управлении компенсирует отклонение не курсового, а бокового угла. Величина этого угла определяется

детерминированной и случайной составляющими. Величина детерминированной составляющей бокового угла θ может быть вычислена по уравнению системы, описывающей боковое движение машины:

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n C_{yi} \theta_c + \left(mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n C_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

Подставляя значения $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_y}{dt \cdot V}$, получим

$$\theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n C_{yi} l_i}{\sum_{i=1}^n C_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{i=1}^n C_{yi}} \cdot \frac{dV_y}{dt}.$$

Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью ω_ϕ и

коэффициентом, $K_{\alpha_c} = \omega_\phi \left(\frac{mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n C_{yi} l_i}{\sum_{i=1}^n C_{yi}} \right)$ зависящим от скорости. Для

гусеничной машины массой 12 т этот коэффициент с ростом скорости от 3 до 7,5 м/с экспоненциально возрастет от 0,01 до 0,25. Величина бокового угла

$\theta_c(K_{\alpha_c})$ пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формируемая боковым углом $\frac{m}{\sum_{i=1}^n C_{yi}} \cdot \frac{dV_y}{dt}$, для гусеничной машины

пропорциональна боковому ускорению $\frac{dV_y}{dt}$. Предельное по боковому заносу

боковое ускорение $\frac{dV_y}{dt} = \mu g$, и для песчаной дороги ($\mu = 0,55$). Вторая

составляющая приводит к отклонению бокового угла на 0,28 рад (16 град), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла

машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность

траектории. По экспериментальным данным величина бокового угла достигает

15 ... 16 град, что приводит к смещению центра масс на величину 0,75 ... 0,8 м,

а крайней габаритной точки кормы на величину до 1,5 м.

1.4.2 Методы определения силовых параметров

К силовым параметрам относятся моменты сопротивления повороту и поворачивающий. Эти значения так же могут быть определены аналитически и экспериментально. При аналитическом определении момента сопротивления повороту необходимо определить внешние силы и учесть КПД гусеничного движителя. Момент сопротивления, формируемый внешними силами взаимодействием гусениц с опорным основанием, а так же моментом инерции корпуса машины вокруг вертикальной оси, зависит от свойств опорного основания (ландшафта), радиуса поворота, а так же поступательной скорости движения [9, 48, 54,]. Формирования момента сопротивления боковыми силами определяет управляемость и устойчивость движения гусеничной машины. Наибольшее развитие получил метод математического расчета, описывающий процесс взаимодействия гусеничной ленты с опорным основанием [9]. Боковые силы формируемые взаимодействием гусениц с ландшафтом могут быть определены на основе решения системы интегральных уравнений, с грубыми допущениями и не учете большого количества факторов, влияющих на распределение нагрузки. Зависимости между нагрузкой и величиной сдвиговых и контактных напряжений (деформации), сингулярность уравнений ограничивается. В этом случае зависимости могут быть приведены к линейным уравнениям Фредгольма 1 рода. Такие уравнения являются неустойчивыми, т.к. малые возмущения параметров могут привести к существенным изменениям распределения деформаций. При известных вертикальных силах решение может быть получено методом регуляции [9]. В работе А.А. Абызова [2], задача формирования боковых сил в процессе поворота решена численным методом в программном пакете LS-DYNA. Однако для выполнения моделирования необходимо задать 8 параметров характеристики грунта опорного основания, которые являются крайне не стабильными. На основании приведенного считается целесообразным момент сопротивления повороту определять на

основе экспериментальных данных с применением современной информационно измерительной аппаратуры.

Известен способ определения зависимости поворачивающего момента равного моменту сопротивления повороту гусеничной машины заключающийся в установке на корпус машины комбинированного гироскопа на упругом подвесе, выходы гироскопа соединяются с блоком расчета и регистрации параметров движения [9]. Комбинированный гироскоп позволяет в процессе движения гусеничной машины измерять угловую скорость поворота машины $\dot{\varphi}$, а также линейные - тангенциальное a_t , и боковое a_n ускорения, определяющие значение коэффициента сопротивления повороту μ .

При равномерном распределении вертикальной нагрузки на грунт создаваемой движителем, равномерном повороте с постоянной угловой скоростью, когда гусеничная машина поворачивается относительно геометрического центра (относительно точки пересечения осей симметрии машины) момент сопротивления повороту равен:

$$M_c = \frac{\mu mgL}{4}, \mu = \frac{L\dot{\varphi}^2 a_n}{2ga_t}$$

где: m – масса машины;

g – гравитационное ускорение;

L – длина опорной поверхности;

$\dot{\varphi}$ – угловая скорость поворота;

μ – коэффициент сопротивления повороту;

a_n, a_t – соответственно, нормальное и тангенциальное ускорение.

Недостаток такого способа определения поворачивающего момента поворота состоит в том, что сигналы ускорений измеряемых комбинированным гироскопом сильно зашумлены. В связи с этим точность получаемой зависимости ограничена. В работе [9] коэффициент сопротивления повороту предлагается определять по экспоненциальной зависимости

$\mu = \mu_y \left(1 - \exp\left(-\frac{k}{k_0}\right) \right)$, в которой k_0 - значение кривизны траектории при которой

моменты сопротивления, формируемые силами бокового увода и скольжения равны.

Наиболее близким по технической сути и достигаемому результату, является способ определения $M_C(k)$ предложенный А.О. Никитиным [47]. Сущность способа заключается в том, что на валы, соединяющие через бортовые редукторы трансмиссию с ведущими колесами, устанавливаются устройства измерения крутящих моментов, например, тензомост электрически соединяется с измерения крутящих моментов через ВКУ (вращательное контактное устройство, например, ртутный или струнный токосъемник) соединяется через тензоусилитель с блоком расчета и регистрации параметров. Момент сопротивления определяется по формуле:

$$M_C = \frac{0.5BU_{\text{бр}}(M_2 - M_1)}{r_{\text{вк}}}$$

где: B – ширина колеи машины;

$U_{\text{бр}}$ – передаточное число бортового редуктора;

$r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса;

M_1, M_2 – измеряемое значение крутящих моментов.

На соединительные валы указанные выше устанавливаются так же датчики частоты их вращения ω_1 и ω_2 . Выходы этих датчиков электрически соединяются с блоком расчета и регистрации. Радиус поворота машины R и кривизна траектории k определяются по формулам:

$$R = \frac{B}{1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}}, \quad k = \frac{1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}}{B}$$

Действительная кривизна траектории движения машины отличается от расчетной, полученной по выше приведенной формуле, в 1,5..2,1 раза, вследствие юза и буксования гусениц.

Таким образом, недостатки этого способа определения значения поворачивающего момента, требуемого для поворота машины с заданной

кривизной траектории, угловой скоростью и ускорением заключаются в следующем.

1. При экспериментальном определении принимается, что поворачивающий момент равен моменту сопротивления повороту формируемого взаимодействия гусениц с грунтом от кривизны траектории. Это выполняется лишь при равномерном повороте, когда угловая скорость постоянна, а угловое ускорение равно нулю. При движении гусеничной машины на тестовых трассах типа: змейка, переставка, затяжной поворот и др., поворот происходит с переменной угловой скоростью. В этом случае значение поворачивающего момента гораздо больше момента сопротивления формируемого взаимодействием гусениц с грунтом. При этом значения поворачивающего момента должно быть достаточным для преодоления момента сопротивления повороту $M_c = k \sum C_y l_i^2$ и дополнительных составляющих: - инерционной $M_u = I_z \ddot{\phi}$, а также составляющей момента, формируемой силами бокового движения $M_{\text{ey}} = \theta \sum C_y l_i$, (θ – угол бокового увода). При движении по твердому грунту эта составляющая ограничена, но может сопровождаться колебаниями. При движении машины по деформируемому грунту значения M_{ey} существенно возрастает, так как определяет количество срезанного грунта и его перемещение в боковом направлении, т.е. формирует колею движения машины.

Требуемое значение поворачивающего момента определяется по дифференциальному уравнению

$$M_n = I_z \ddot{\phi} + k \sum C_y l_i^2$$

В приведенных уравнениях приняты следующие обозначения: сумма продольных координат осей опорных катков $\sum l_i$ относительно центра масс, и сумма $\sum l_i^2$ их квадратов, момент инерции машины вокруг вертикальной оси I_z , C_y – коэффициент сопротивления боковому уводу опорных катков.

Момент сопротивления повороту M_c при движении машины с большой скоростью выполняет функцию демпфирования и по значению может быть меньше других составляющих входящих в дифференциальное уравнение.

Приведенное выше уравнение поясняет недостаточную точность определения требуемого значения поворачивающего момента по величине момента сопротивления повороту, формируемым сопротивлением грунта.

2. Другой причиной ограничения точности известного метода определения поворачивающего момента, является то, что поворачивающий момент определяется по величине крутящих моментов на валах, соединяющих через бортовые редукторы трансмиссию с ведущими колесами. В процессе движения машины зубчатые венцы ведущих колес динамически сложно взаимодействуют с элементами гусениц, что сопровождается возбуждением регулярных и случайных колебаний и существенных нагрузок. Поэтому сигналы крутящих моментов сильно зашумлены. Передача сигналов с вращающихся валов осуществляется через ВКУ - токосъемник, что дополнительно искажает сигналы.

Из экспериментальных данных полученных при испытании гусеничных машин с гидрообъемным механизмом поворота показывает, что параметром, характеризующим требуемый поворачивающий момент является разность давлений в нагнетающей и откачивающих магистралях гидropередачи, величина которых пропорционально зависит от угла поворота наклонной шайбы пропорционального углу поворота штурвала. Во всем рабочем диапазоне давлений рабочей жидкости без особого труда может быть измерен электрическим датчиком давления. Таким образом, для машин, оснащенных гидрообъемным приводом механизма поворота, параметром определяющим величину поворачивающего момента, является приведенная функция. В современных конструкциях машин цифровые датчики давления и угла поворота штурвала передают информацию по CAN-шине в бортовую информационно-измерительную и управляющую систему. Таким образом, предлагаемый параметр является достаточно информативным, может быть легко измерен, а его значение введено в информационно измерительный комплекс для определения значения поворачивающего момента.

При движении машины по малодеформируемому основанию момент сопротивления повороту формируется в соответствии с теорией бокового увода

$$M_C = \frac{\ddot{\varphi}_{iv}}{v} \sum C_y l_i^2 .$$

При этом значения коэффициента уводу шин опорных катков гусеничных машин в литературе не приводится.

1.4.3 Зависимость подвижности гусеничных машин от динамических свойств системы управления поворотом

Для гусеничных машин оснащенных планетарным механизмом поворота с дискретными свойствами регулирование кривизны траектории, угловая скорость корпуса машины ω претерпевает разрыв второго рода, а её производная является дельта-функцией $\delta(t)$, т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе «двигатель-трансмиссия», включающей сдающие фрикционные элементы и взаимодействующие с грунтом с буксованием, значение производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя значительных пределах. При незначительном изменении угловой скорости до 5 [град/с] с частотой 2,5 [Гц] (из-за увода и колебательного процесса в силовом блоке), реакция на компенсирующее управляющее воздействие достигает 32 [град/с²], а при периодическом подруливании на затяжных поворотах – до 74 [град/с²]. При движении машины по дорогам с ограниченными сцепными свойствами, силы вызванными этими ускорениями не могут быть компенсированы реакцией грунта, при этом происходит боковое перемещение, Кроме того, реакция гусеничной машины на единичное управляющее воздействие характеризуется не только вышеприведенным перерегулированием, но и длительностью реакции. Для обеспечения безопасности необходимо снизить скорость движения. В этом состоит зависимость подвижности от качества переходных процессов. Дискретность системы управления поворотом характеризуется

существенной нелинейностью, из-за несовпадения расчетного радиуса МП с фактическим радиусом дороги, резко возрастает цикличность включения механизма поворота, при этом водитель вынужден снижать скорость движения машины по условию вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны. В этом случае подвижность ограничивается фазовым отставанием реакции гусеничной машины на управляющем воздействии. В исследованиях выполненных на кафедре Гусеничных машин Курганского государственного университета приводится методика, прогнозирования подвижности машин оснащенных гидрообъемным механизмом поворота. Применительно к рассматриваемой системе управления поворотом эта методика, прогнозирования зависимости скоростных свойств от коэффициента фазовой напряженности - требует уточнения.

Работы зарубежных авторов по теоретическим исследованиям терамеханике, было посвящено большое количество работ в рамках, которых разработаны модели движения гусеничных транспортных средств [76]. Результаты этих исследований являются мощным инструментом для проектирования и оценки различных конфигураций гусеничных машин [61]. Тем не менее, информации о проблеме управления движением для роботизированных и автономных безэкипажных гусеничных машин недостаточно. Наиболее известными работами применительно к решению данной проблемы являются следующие.

В работе [75] Ван Ван, Ван и Чен и др.(1990) рассматривается транспортное средство как нелинейная система с двумя входами с двумя выходами, поведение которой моделируется двумя линейными черными ящиками с неопределенными параметрами. Для управления движением предлагается два надежных контроллера поступательной и угловой скоростей.

Шиллер, Серате и Хуа (1993) [74] решают проблему определения номинальных тяговых сил на гусеницах, необходимых для обеспечения требуемой траектории движения при заданных скоростях. Динамика бокового трения рассматривается в оптимизации ориентации транспортного средства.

Рассматривается движение по окружности заданного радиуса без учета переходных процессов на плоской и наклонной поверхностях.

Работа Фан, Корена и Вехе (1995) [59] посвящена управлению при прямолинейном движении для реальной гусеничной платформы. Авторы обсуждают управление перекрестными связями, чтобы несинхронность скольжения (буксования) отдельных гусениц. В работе [60] для оценки положения мобильных роботов в пространстве предлагают вместо одометрии транспортного средства добавить небольшой пассивный двухколесный трейлер. При этом энкодеры должны быть установлены в каждом колесе исследуемой машины и прицепа.

Le, Rye и Durrant-Whyte (1997) [67] предложили метод определения проскальзывания гусениц без предварительного знания характеристик почвы. Кинематическая модель транспортного средства без учета силовых параметров связывает параметры скольжения с скоростями беговых дорожек. Оценка производится по фактическим инерционным показаниям с расширенным фильтром Калмана. Авторы обосновывают необходимость идентификации свойств опорного основания для регулирования управления движением.

Ahmadi, Polotski и Hurteau (2000) [57] адаптируют алгоритм траектории для колесных роботов посредством линеаризации обратной связи сложного отношения силы-скольжения. Упрощенная модель динамических сил трения используется для компенсации в прямом направлении. Контроллер оценивается на возможность применения при движении по произвольным траекториям.

В работе НАО Lu, Guangming Xiong, [63] подчеркивается, что для высокопроизводительных автономных гусеничных транспортных средств в сложных условиях, сложно смоделировать взаимодействие гусеницы с опорным основанием. Представлена и идентифицирована модель скольжения, основанная на определении положения мгновенных центров вращения гусениц, для прогнозирования движения транспортного средства в краткосрочной перспективе. Расположение мгновенных центров вращения гусениц параметризуется по скоростям обеих дорожек, а кинематические параметры

оцениваются в реальном времени с использованием расширенного фильтра Калмана, не требуя предварительного знания параметров ландшафта. Результаты моделирования подтверждают, что предлагаемый алгоритм работает лучше, чем традиционный метод, когда частота определения положения низкая. Эксперименты проводятся на гусеничном транспортном средстве с массой 13,6 тонны. Результаты показывают, что предсказанные ошибки положения уменьшаются примерно на 75%, а уменьшение ошибок положения составляет не более 24% в отсутствие кинематической глобальной системы позиционирования в реальном времени

Таким образом, в известных работах авторы отмечают, что управление движением гусеничных транспортных средств является очень сложной проблемой, когда общее решение еще не достигнуто. Кроме того, большинство опубликованных работ основано на результатах имитационного моделирования без учета сложных динамических процессов с использованием, как правило, кинематических моделей движения транспортного средства.

1.5 Анализ способов определения коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков

При лабораторно-дорожных испытаниях управляемого движения и создании роботизированных комплексов (РБТК) на базе быстроходных гусеничных машин. Необходимо с высокой точностью определять момент сопротивления повороту, который зависит от параметров конструкции машины (момента инерции вокруг вертикальной оси, продольных координат осей опорных катков относительно центра масс), кинематических параметров движения (углового ускорения, кривизны траектории, продольного смещения центра поворота, углов увода шин опорных катков), а также от значения коэффициента сопротивления боковому уводу. Основная сложность состоит в определении коэффициента сопротивления боковому уводу шин опорных катков с большой точностью. Величина этого коэффициента определяется по

функции значения частной производной боковой силы действующей на опорный каток при повороте машины по значению угла бокового увода. Эта функция является случайной, нелинейной и зависит от вертикальной нагрузки и температуры шин, которые не стабильны вследствие интенсивного нагрева в процессе движения и многих других параметров. Аналитическое определение коэффициента сопротивления уводу из-за сложного характера маловероятно. В связи с этим значение коэффициента сопротивления шин боковому уводу определяется экспериментально. В общем случае движение гусеничной машины с большой скоростью по дорогам с интенсивным изменением кривизны траектории сопровождается продольным смещением полюса поворота машины. При этом углы увода шин опорных катков отдельных осей отличается до 10 раз, что приводят к вариации боковых сил, значения коэффициента сопротивления увода и момента сопротивления повороту. В связи с этим для синтеза программы управления движением РБТК, расчета требуемого значения поворачивающего момента при повороте гусеничной машины, для компенсации отклонения траектории, обеспечения устойчивости движения, необходимо измерять значения коэффициента сопротивления увода шин опорных катков каждой оси.

Известная система для определения коэффициента сопротивления шин опорных катков гусеничных машин [22]. Система включает 2 мерных колеса (типа пятых колес), поворотные вилки которых устанавливаются в вертикальных втулках штанг, закрепленных в носовой и кормовой частях корпуса машины. При движении гусеничной машины в повороте мерные колеса и их поворотные вилки поворачиваются на углы увода соответственно θ_n - передних, и θ_3 - задних колес. Величина этих углов измеряется реохордными датчиками, соединенных с регистрирующим устройством. Измерение момента поворачивающего машину, осуществляется тензодатчиками наклеенными на валы, соединяющие трансмиссию с бортовыми редукторами. Выходы тензодатчиков соединены с регистрирующим устройством через ртутный токосъемник. При равномерном повороте машины

движущуюся с небольшой скоростью по окружности определенного радиуса поворачивающий момент равен моменту сопротивления поворота формируемым грунтом. При этих условиях проведения испытания среднее значение углов увода шин опорных катков ограничено, а среднее значение коэффициента сопротивления уводу определяется частным от деления поворачивающего момента на кривизну траектории и сумму квадратов продольных координат осей опорных катков относительно центра масс.

Недостаток этой системы состоит в низкой точности определения коэффициента сопротивления уводу. Это связано с тем, что при движении гусеничной машины с большой скоростью по дорогам с интенсивным изменением кривизны траектории, момент сопротивления формируется не только сопротивлением грунта, но и дополнительными составляющими инерционной и бокового движения. Как показано выше при продольном смещении центра поворота углы увода шин опорных катков отдельных осей отличается до 10 раз, что приводят к вариации боковых сил, значения коэффициента сопротивления увода. Кроме того, при движении машины с большой скоростью наблюдается шимми мерных колес, что дополнительно снижает точность измерения.

В автомобильной отрасли проводилась работы советских ученых, и в настоящее время проводятся работы российских и зарубежных ученых по исследованию взаимодействия автомобильных шин с опорной поверхностью с целью повышения управляемости, устойчивости и следовательно повышеия безопасности автомобиля. Среди них: Антонов Д.А., Ечеистов Ю.А., Литвинов А.С., Маркин А.П., Ракляр А.М., Gurkan Erdogan, Sanghyun Hong, Francesco Borrelli, Karl Hedrick и др [24, 31, 32, 40].

В настоящее время постоянно совершенствуются методы определения параметров шины в процессе ее работы с применением новых типов датчиков. Современные технологии позволяют оценивать сцепление колеса с дорогой в реальных условиях движения машины, а не на стенде где принимается большое количество допущений и неточностей, определяемые параметры

взаимодействия автомобильной шины с дорогой в реальном времени, применяются в системах активной безопасности автомобиля. Результаты, принципы работы систем и применяемых датчиков приведены в литературе [14, 33, 68, 70, 71, 72, 77, 78].

1.6 Задача исследования

Для достижения цели в диссертации поставлены и решаются следующие задачи:

1. Теоретическое исследование динамики управляемого движения БГМ. Имитационное моделирование процессов движения, определение кинематических, силовых параметров, их зависимости от параметров конструкции машины, условий движения и динамических свойств системы, определение цикличности включений системы управления поворотом при детерминированном и случайном характере управления.

2. Экспериментальное исследование динамики управления движением быстроходной гусеничной машины для идентификации параметров системы, определение кинематических, силовых и динамических.

3. Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования, валидация модели движения машины, обоснование и разработка новых способов определения требуемого поворачивающего момента и коэффициента сопротивления уводу, обоснование направлений повышения подвижности быстроходной гусеничной машины.

Решение выше указанных задач, позволит более корректно оценивать скоростные качества быстроходных гусеничных машин и обосновать пути их повышения.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В данном разделе приведена общая структурная схема объекта исследования, технические характеристики транспортной машины ТМ-140А как управляемого объекта и математическое описание структурной составляющей, результаты компьютерного моделирования процесса движения машины с учетом характерных нелинейностей системы и анализ результатов.

2.1 Объект исследования. Основные характеристики объекта исследования

Самый крупный вездеход в России ТМ-140 предназначен для использования в особо тяжелых дорожных и климатических условиях. Высокий уровень комфорта и микроклимата для экипажа, позволяет эксплуатировать данные машины в суровых условиях низких температур Арктики, Сибири и Дальнего Востока. Вездеход оснащен дизельным двигателем ЯМЗ 236, гидромеханической коробкой передач с электрогидравлическим управлением, кинематическая схема трансмиссии приведена на рисунке 2.1. Вездеход ТМ-140 это не только повышенная проходимость по грунтам с низкой несущей способностью и по глубокому снегу, но и способность преодолевать водные преграды.

Основным эксплуатационным свойством, транспортной машины является подвижность, оцениваемая скоростными качествами. При повышении удельной мощности машин и установкой гидромеханической трансмиссии, модернизации систем управления движением и информационного обеспечения способствует росту скоростных качеств указанного вездехода, тяговая характеристика приведена на рисунке 2.2. Реализация потенциальных скоростных качеств в первую очередь ограничивается динамическими явлениями связанными с управлением машиной при прямолинейном движении и в процессе повороте.

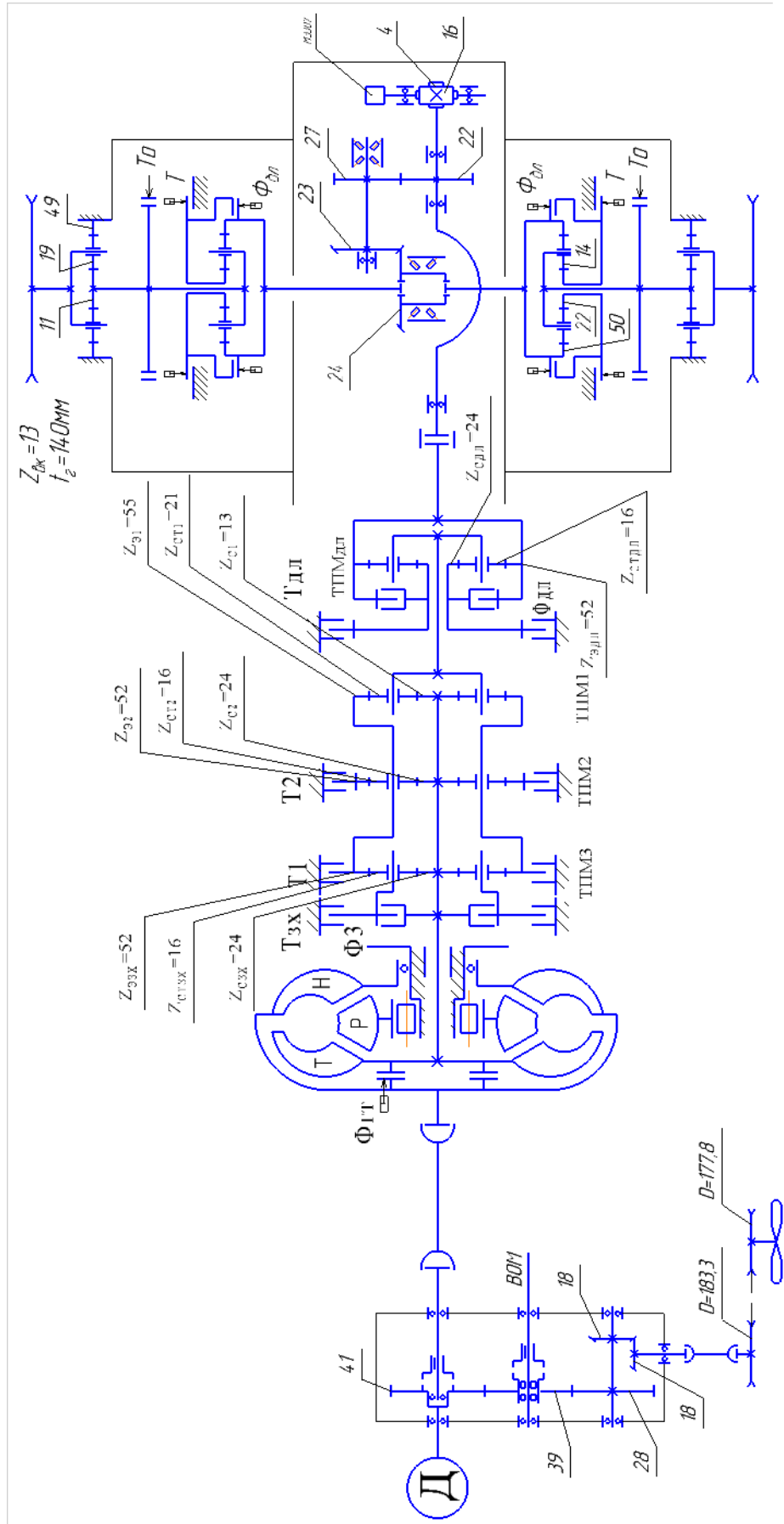


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема трансмиссии

Характеристики двигателя ЯМЗ-236(Б)-2 номинальная мощность кВт(л.с) 184(250) и крутящий момент 1030 Н*м при 1400 обо/мин, передаточное число входного редуктора $U_{BP}=5.454$, гидротрансформатор ГТК-ХV-(380) коробка передач (Синтез) планетарная 6-ти ступенчатая. Передаточное число главной передачи $U_{ГП}=1,28$, механизм поворота двух ступенчатый ПМП, параметр планетарного ряда $k=1.41$, бортовой редуктор планетарный, радиус ведущего колеса $r_{BK}=0,31$ м, число зубьев $z_{BK}=13$. Масса машины 14000 кг., момент инерции вокруг вертикальной оси $J_z = 48200$ кг•м², длина опорной поверхности $L=4$ м, ширина колеи $B=2$ м, сумма продольных координат осей опорных катков относительно центра масс $\sum l_i = 1,412$ м и сумма их квадратов $\sum (l_i)^2 = 7,06$ м².

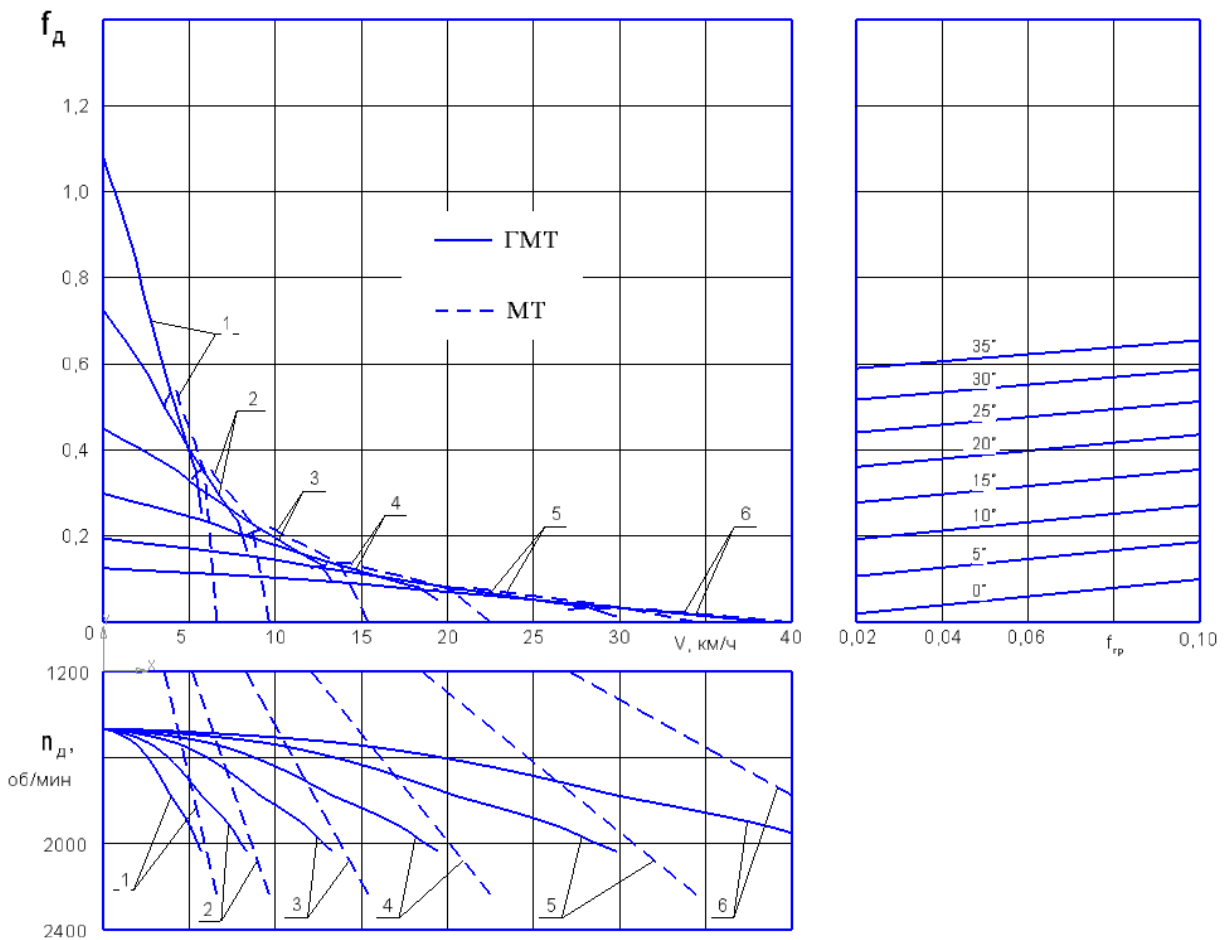


Рисунок 2.2 – Тяговая характеристика снегоболотохода ТМ-140

2.2 Расчетная схема и математическая модель движения машины в повороте и результаты моделирования

При анализе системы, в соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунке 2.3, движение гусеничной машины как сплошного твердого тела с неголономными связями, рассматривается по пяти координатам движения центра масс: вдоль осей x, y , вокруг оси z , а так же вращения ведущих колес ω_1, ω_2 .

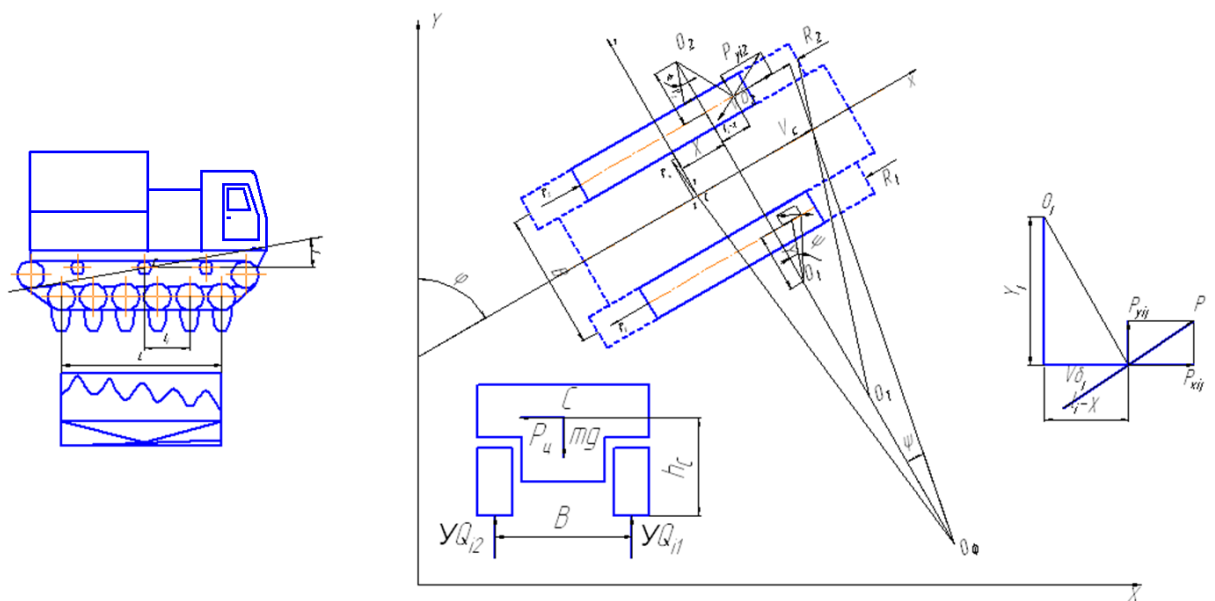


Рисунок 2.3 – Расчетная схема движения машины

Рассмотрим случай неустановившегося плоскопараллельного движения машины с длиной опорной поверхности L и шириной колеи B как сплошного твердого тела массой m и моментом инерции вокруг вертикальной оси J_z на горизонтальной плоскости XOY . Основные параметры управляемого движения: продольная скорость V , кривизна траектории K , угловая скорость $\dot{\psi}$ и курсовой угол ψ - определяются на основе уравнений движения машины в подвижной системе координат, начало которой совмещено с центром масс машины. Центр масс в реальных конструкциях машин обычно смещен относительно точки пересечения продольной и поперечной осей симметрии. В работах Я.М.

Певзнера, Е.А. Чудакова, В.И. Красенькова [28] и др., посвященных исследованию устойчивости и управляемости транспортных машин, показано, что смещение центра масс относительно середины опорной поверхности во многом определяет такие свойства машины, как избыточная, нейтральная и недостаточная управляемость. В связи с этим в расчетной схеме учитывается, что продольная координата центра масс может быть смещена относительно середины опорной поверхности на величину X_C .

В соответствии с управляющими действиями водителя, поворот гусеничной машины происходит с теоретическим радиусом R_T вокруг полюса поворота O_T . Из-за не формализованного юза и буксования гусениц, поворот корпуса машины осуществляется с фактическим радиусом R_Φ вокруг центра O_Φ с угловой скоростью $\dot{\psi}$, которая так же отличается от теоретической. Юз и буксование происходит из-за не голономность связи гусениц с грунтом. Из планов скоростей в расчетной схеме – устанавливается соотношение между фактическим радиусом поворота и теоретическим:

$$R_\Phi = R_T (B + y_1 + y_2) / B \quad (2.1)$$

Уравнения движения могут быть составлены на основе уравнений Лагранжа 2-го рода (неголономные связи обуславливают необходимость использования формы уравнения Лагранжа с неопределенными множителями), на основе принципа Д'Аламбера или в векторной форме, на основе использования формулы Бура, описывающей связь между полной и локальной производными вектора. Для обоснования путей совершенствования качества переходных процессов моделируется динамика поворота гусеничной машины платформе LMS Amesim [69]. Независимо от метода составления, уравнения плоскопараллельного движения центра масс машины приводятся к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \dot{V}_x = \delta_x^{-1} g(f_D - f_C) - V_y \omega \\
 m \dot{V}_y = m V_x \omega_M + \sum C_i \theta_i \\
 \dot{\omega}_M J_z = -m V \omega \cdot (\chi - l_{y..m}) + \sum_i C_i \cdot \theta_i (\chi - l_i) - C_{tor} (\varphi_M - \varphi_D) - b_{dis} (\omega_M - \omega_D) \\
 \dot{\omega}_y J_y = -C_{tor} (\varphi_D - \varphi_M) - b_{dis} (\omega_M - \omega_D) + M(f) \\
 f_C = f_{zp} + i + f_{\Pi} \\
 \chi = f(V_x, \omega, \mu) \\
 \theta = f(\omega, V_x, \chi) \\
 C_i = f(\mu, \omega)
 \end{array} \right. \quad (2.2)$$

где: m – масса машины; \dot{x} – продольная скорость; \ddot{x} – продольное ускорение; \dot{y} – поперечная скорость; \ddot{y} – поперечное ускорение; $\dot{\varphi}$ – угловая скорость; g – ускорение свободного падения; f_d – динамический фактор; f_s – коэффициент сопротивления движению; C_{y_i} – коэффициент сопротивления уводу i -ой пары опорных катков; χ – продольное смещение полюса поворота; θ – угол увода; l_i – расстояние от центра масс до оси i -ой пары опорных катков; I_z – момент инерции машины; M_n – поворачивающий момент, C_{tor} – приведенная жесткость системы управления.

Отличие модели заключается в том, что в ней учитываются упруго-инерционные свойства элементов трансмиссии и двигателя, независимо от вида грунта (деформируемый или твердый) формирование момента сопротивления повороту осуществляется в соответствии с гипотезой о боковом уводе шин опорных катков.

Для моделирования траектории движения машины осуществляется переход из подвижной системы координат в неподвижную, определяющую реальное движение машины относительно поверхности Земли.

Первое уравнение системы описывает поступательное движение машины вдоль оси X . Коэффициент сопротивления движению f_c учитывает удельные затраты мощности при движении машины в повороте. Вычитаемое в правой части уравнения определяет продольную составляющую центробежной силы.

Второе уравнение описывает боковое движение машины вдоль оси Y и определяет требуемую ширину коридора движения. Второе слагаемое в правой части определяет сумму боковых сил, формируемых произведением нелинейных коэффициентов сопротивления боковому уводу, являющимися функциями углов скольжения отдельных опорных катков и вида грунта, на соответствующие углы увода опорных катков. Третье уравнение описывает вращательное движение машины относительно центра (полюса поворота), смещенного относительно середины опорной поверхности на величину χ . Момент сопротивления вращению, в отличие от классической тракторной модели, так же формируется моментами от боковых сил являющимися функциями углов скольжения отдельных опорных катков и вида грунта. Расчетная схема определения момента сопротивления приведена на рисунке 2.4.

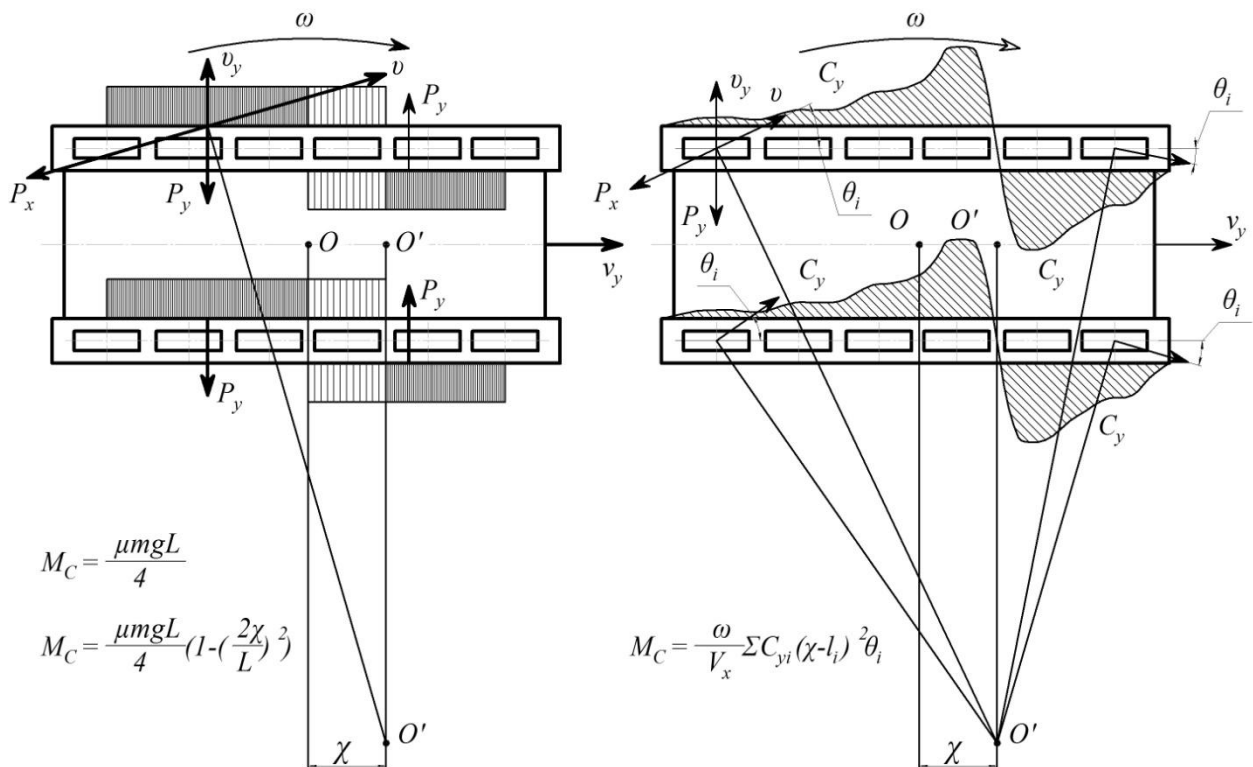


Рисунок 2.4 - Расчетная схема определения момента сопротивления повороту

При этом коэффициенты сопротивления боковому уводу являются интегральными характеристиками, учитывающими сопротивление боковому уводу, формируемое участками гусеничной цепи между опорными катками.

Расчетно-экспериментальный метод определения этих коэффициентов в зависимости от условий движения приведен ниже. Поворачивающий момент формируется системой управления, упругие элементы которой преобразуют момент от двигателя, определяемый из четвертого уравнения. Таким образом, в предлагаемой модели движения используется автомобильная схема формирования боковых сил с нелинейными квази-коэффициентами сопротивления боковому уводу, что позволяет учесть особенности физического процесса взаимодействия движителя с опорным основанием. Данная модель позволяет решить вышеприведенные задачи. Новизна предлагаемого подхода заключается не столько в применении автомобильной схемы формирования боковых сил, а в разработанном методе расчетно-экспериментального определения параметров грунта и квази-коэффициента сопротивления боковому уводу в режиме реального времени. Это позволяет обоснованно управлять траекторией движения и корректировать ее отклонение посредством приложения требуемого поворачивающего момента.

Величину приведенной жесткости C_{tor} рассматривается как деформации соединительных валов, рабочих ветвей гусениц, элементов блока подвески опорных катков, а также вытяжкой свободных ветвей гусениц [58]. В данной работе приведенная жесткость рассматривается как линейризованная. При повороте гусеничной машины значения приведенной жесткости и приведенного момента инерции двигателя зависят от передаточного числа коробки передач (номера включенной передачи).

Динамические параметры существенно зависят не только от инерционных свойств машины ее элементов, но и приведенной жесткости трансмиссии. При расчетах приведенная жесткость трансмиссии принималась равной $C_{tor} = 84000$ [Нм/рад]. Приведенный момент инерции двигателя определяется с учетом передаточного отношения между обобщенными координатами двигателя (четвертое уравнение в системе 2.2) и корпуса машины во вращательном движении (второе уравнение в системе 2.2), а также особенности кинематики механизма поворота машины.

$U_{TP} = U_{КП} \cdot U_{МП} \cdot U_{БР}$ - передаточное число до ведущего колеса,

$U_{МП} = \frac{1+k}{k}$ - передаточное число механизма поворота,

$\omega_{БК} = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}}$ - угловая скорость ведущего колеса,

$V_{БК} = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}} \cdot R_{БК}$ - линейная скорость ведущего колеса (гусеницы),

$\omega_M = \frac{V_{БК}}{\left(\frac{B}{2}\right)} = \frac{2V_{БК}}{B} = \frac{\omega_{ДВ}}{B} \cdot R_{БК} \cdot \frac{2}{B}$ - угловая скорость поворота машины,

$U_{SUM} = \frac{\omega_{ДВ}}{\left(\frac{\omega_{ДВ}}{U_{TP}} \cdot R_{БК} \cdot \frac{2}{B}\right)}$ - суммарное передаточное число от двигателя до

машины.

Таблица 2.1 – Параметры объекта экспериментального исследования

Передаточное число трансмиссии	№ передачи в трансмиссии
172,401	I
117,955	II
73,792	III
51,48	IV
32,958	V
22,543	VI

Для рассматриваемой машины приведенный момент инерции J_{ice} варьируется от 6148 [кг•м²] до 359589 [кг•м²]. При определении качества переходных процессов значение поворачивающего момента задавались в виде ступенчатой функции, имитирующей вход машины в поворот. При этом максимальное значение принималось равным 0,9 от максимально возможного по условиям движения, определяемого коэффициентом сопротивления повороту.

Для определения траектории движения относительно поверхности земли вводится неподвижная инерциальная система координат. В трудах академии национальной обороны Японии уделяется большое внимание моделированию движения. При этом движение гусеничной машины рассматривается также в неподвижной системе координат, связанной с грунтом, и подвижной, начало которой совмещено с геометрическим центром машины. Аналогичные модели криволинейного движения гусеничной машины разработаны Вискбургской экспериментальной станцией Вооруженных сил США, где так же приняты две системы координат. Угловая скорость подвижной системы координат относительно неподвижной равна угловой скорости корпуса машины $\bar{\omega}$, а ее проекции на оси составляют:

$$\begin{cases} x = \int_0^t (V_{CX} \cdot \cos \beta - V_{CY} \cdot \sin \beta) dt \\ y = \int_0^t (V_{CX} \cdot \sin \beta + V_{CY} \cdot \cos \beta) dt \\ \beta = \int_0^t \omega_Z dt \end{cases}$$

При этом машина рассматривается как многоопорная. В отличие от ранее принимаемых допущений о постоянстве значений этого параметра (движение с незначительной кривизной) в данной работе зависимость $C_{yi}(\theta)$ является не линейной функцией от угла бокового увода и кривизны траектории.

Значения коэффициента сопротивления уводу определяется по уравнению $C(\theta_i) = \frac{M_{\Pi}}{\Sigma(l_i - \chi)\theta_i}$, где M_{Π} - поворачивающий момент. В процессе движения гусеничной машины, значения функции коэффициента сопротивления повороту от угла скольжения измеряется достаточно точно (см. раздел 3). Учитывая, что параметры μ и C_y являются производными боковых сил.

$C_{yi} = a_i \cdot \ln \theta_i + b_i$, где: a_i, b_i – Const, соответствуют типу грунта, θ_i – угол увода i оси, $\mu = \mu_y \left(1 - \exp\left(\frac{-k}{k_0}\right) \right)$.

Результаты определения функции $C_{yi}(\theta_i)$ при дискретных значениях $\mu=0,1..0,8$ приведены на рисунке 1.

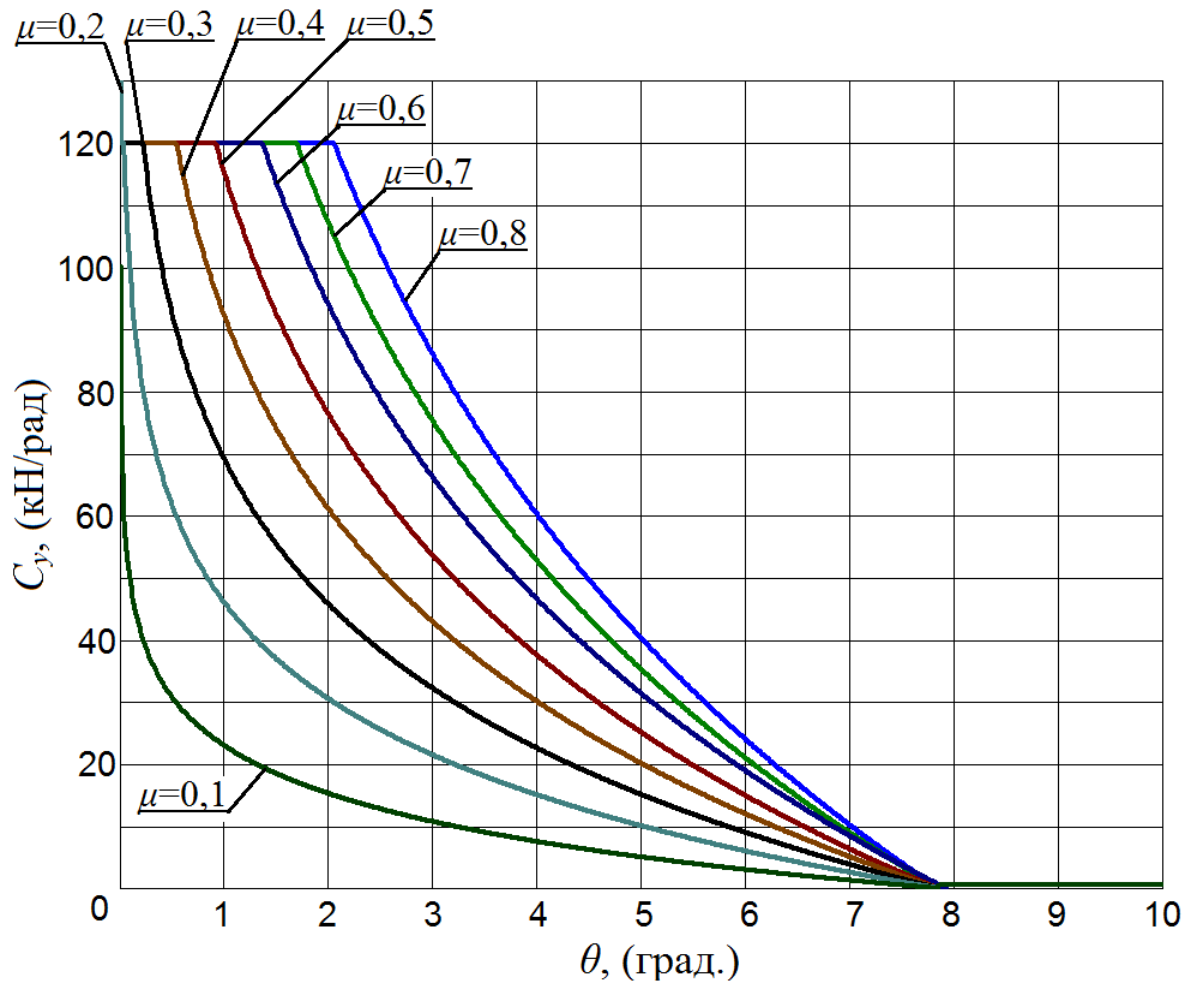


Рисунок 2.5 - Зависимость коэффициента сопротивления уводу от величины угла скольжения при вариации коэффициента сопротивления повороту.

С использованием полученной зависимости $C_y(\theta, \mu)$, путем имитационного моделирования системы (2.2) установлен вид функции продольного смещения полюса поворота $\chi(t)$ при периодическом включении механизма поворота. При входе в поворот χ возрастает от 0 до 2 м. При повороте в противоположную сторону $\chi \rightarrow 0$, а за тем вновь возрастает и смещается на край опорной поверхности в момент времени ($t=6$ с.) (график 1 на рисунке 2.6). Увеличение χ

приводит к росту углов увода см. (графики 1..6 на рисунке 2.6). На рисунке 2.6 цифры 1..6 соответствуют углам увода соответствующих осей опорных катков.

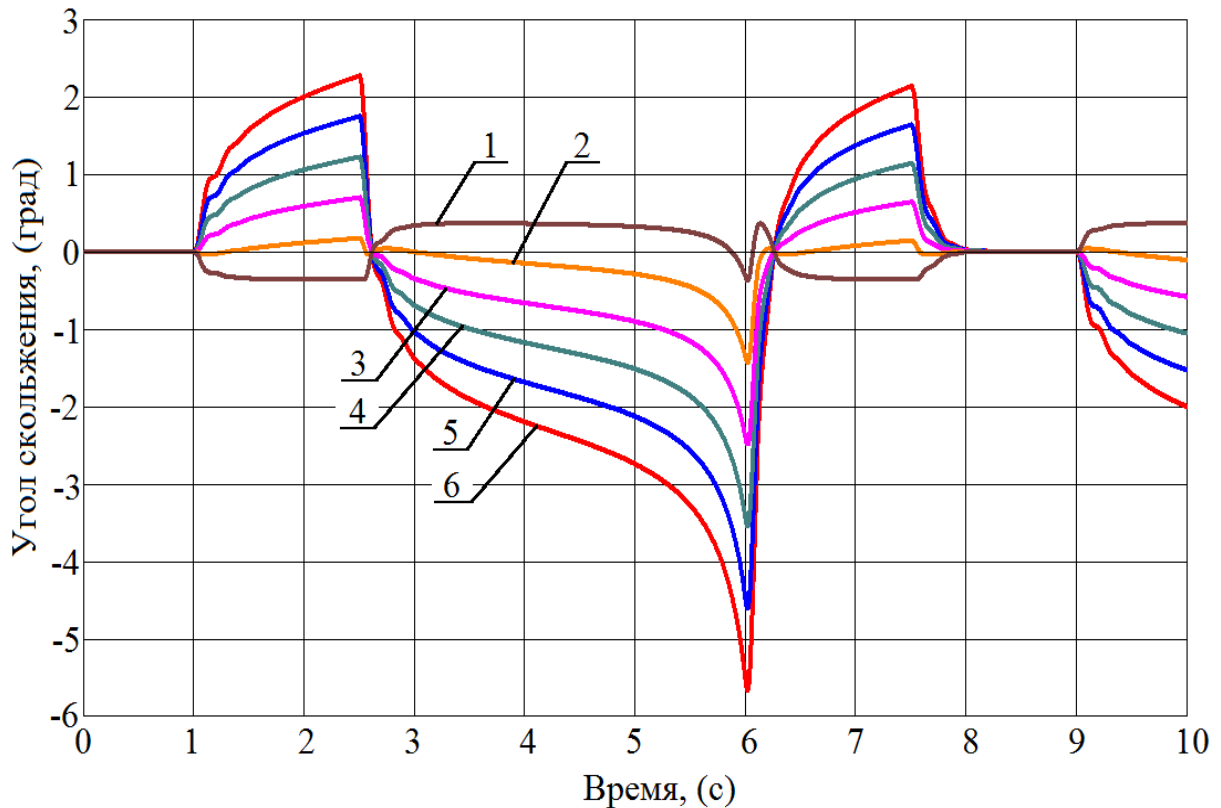


Рисунок 2.6 – Углы увода отдельных осей пар опорных катков

При известных значениях функций $\mu(k)$, и $C_y(\theta)$ представляется возможным определить продольное смещение центра поворота χ , следовательно, и скорость движения, предельную по устойчивости, когда $\chi \rightarrow 0,5L$. Следует отметить, что характер зависимости коэффициента сопротивления уводу требует дополнительного снижения скорости движения машины по твердому грунту.

Приведенные функции реализованы в процессе моделирования движения по различным траекториям (тестовая змейка и окружности различных радиусов). При этом значения поворачивающего момента задавалось в виде дискретной единичной функции $\pm I(t)$. Амплитуда поворачивающего момента определялась в соответствии со значением коэффициента сопротивления повороту.

При численном моделировании принималось, что упруго инерционные параметры, кинематические, и другие принимались соответствующими объекту экспериментального исследования.

Значения физико-механических свойств деформации грунта приняты $\mu=0,8, f_c=0,07$. Длина полуволны тестовой змейки ΔS применяется равной 20, 30 и 40 [м]. Движение имитируется при включенной 5 передаче, заблокированном гидротрансформаторе, общее передаточное число трансмиссии $u_{mp}=32,958$, что соответствует скорости движения $v_5=32$ [км/ч]. При исследовании определялись кинематические параметры траектории движения k, χ, θ .

$$k = \frac{\dot{\varphi}}{v} \text{ или } k = \frac{tg\theta_3 - tg\theta_{II}}{L}, \quad \chi = \frac{v^2 L k}{2\mu g}, \quad \theta = arctg \chi k$$

Значение поворачивающего момента задавались в виде ступенчатой функции, имитирующей вход машины в поворот, при этом максимальное значение принималось равным 0,9 от максимально возможного по условиям движения, определяемого коэффициентом сопротивления повороту.

Для оценки влияния податливости соединительных валов трансмиссии и рабочих ветвей гусеницы моделирование выполнялось без учета податливостей (4 уравнение системы 2.2 не учитывалось). В этом случае переходной процесс происходит без колебаний (см. рисунок 2.7).

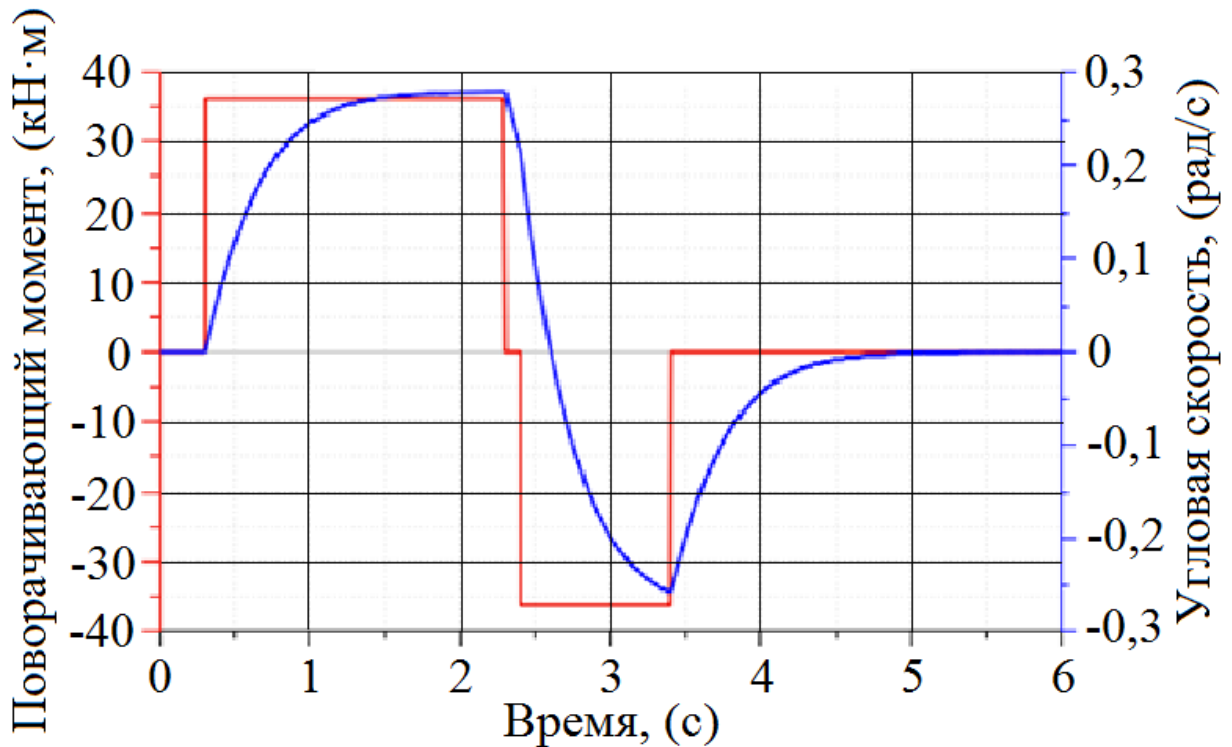


Рисунок 2.7 - Результаты моделирования криволинейного движения машины без учета упругости ветвей гусениц и соединительных валов трансмиссии

При учете податливостей переходные процессы сопровождаются колебаниями момента (рисунок 2.8) с амплитудой в 1,5 и более, последнее соответствует с экспериментальными данными. В связи с этим дальнейшее исследование происходит с учетом реальной жесткости системы.

При взаимодействии гусеничного движителя с опорным основанием осуществляется через неголономные связи, определяемые буксованием гусениц, которые вносит дополнительную степень свободы. В работе [9] неголономные связи описаны кинематически через продольное смещение полюса поворота в следствии действия центробежной силы, пропорционально квадрату скорости и кривизне, приводит к отклонению продольной оси машины относительно касательной к требуемой траектории на угол $\Theta = \arctg \cdot \chi k$, т.е. боковому движению гусеничной машины в повороте.

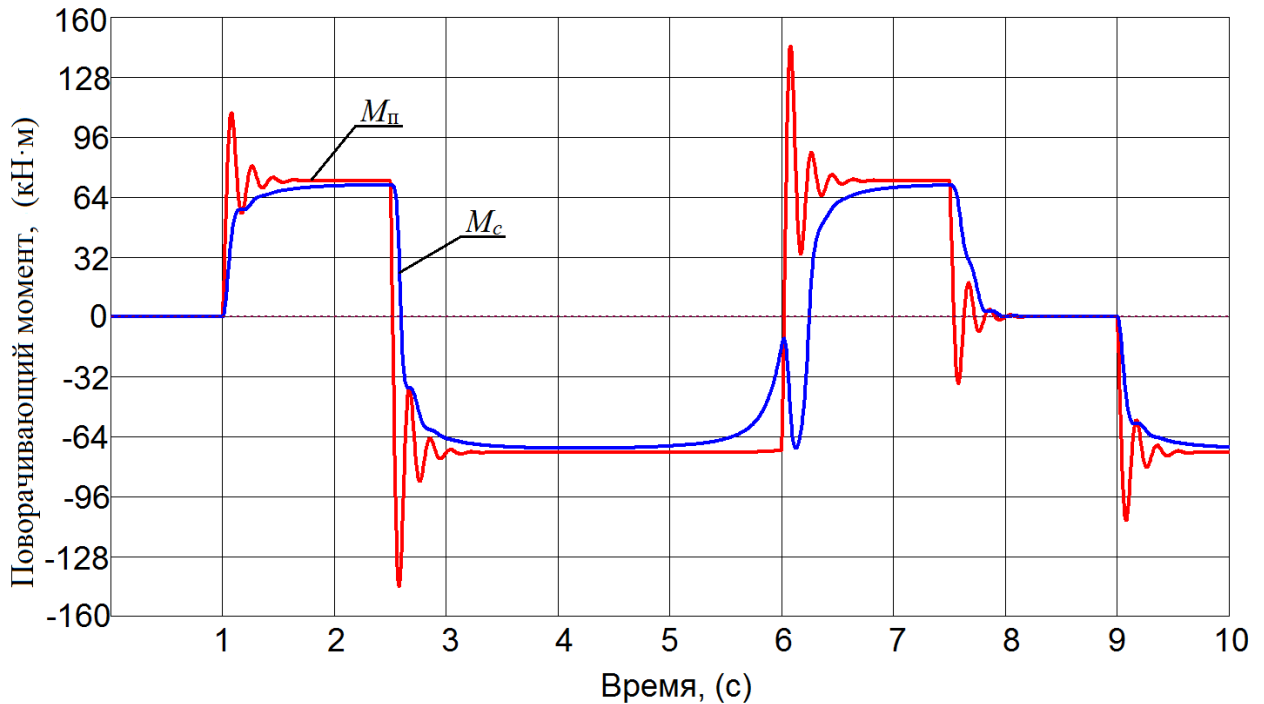


Рисунок 2.8 - Результаты моделирования криволинейного движения машины с учетом упругости ветвей гусениц и соединительных валов трансмиссии

При повороте машина совершает вращательное движение с угловой скоростью $\dot{\psi}$ и преодолевает момент сопротивления M_c , и момент инерции корпуса машины вокруг вертикальной оси I_{GM} .

Момент сопротивления повороту формируется при взаимодействии гусениц с грунтом и моментом инерции машины, в первую очередь зависит от свойств грунта, радиуса и скорости движения [44, 48, 54] и во многом определяет управляемость и устойчивость движения машины. Многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что с ростом скорости поступательного движения увеличиваются вертикальные ускорения опорных катков. При обработке значений полученных при эксперименте, в спектре ускорений доминирует траковая частота ($f_{TP} = V/l_{TP}$). Эластичность резиновых шин опорных катков, упругостью конструктивных элементов подвески создают дополнительные степени свободы. При движении на большой скорости вертикальные перемещения опорных катков, с

определённым моментом инерции, могут привести к прецессии, т.е. вследствие действия гироскопического момента вертикальные колебания опорных катков могут привести к колебаниям в горизонтальной плоскости.

Как показано в первой главе, сложность и нестабильность процесса формирования боковых сил сводит к минимуму установление аналитических зависимостей. В связи с этим момент сопротивления повороту определяется на основе использования экспериментальных данных.

Силы сопротивления прямолинейному движению машины формируются сопротивлением грунта f_c и достаточно низким КПД зацепления гусеницы с ведущим колесом $\eta_T = 0,92...0,95$. А так же скоростными затратами мощности на перематывание гусениц и на качение опорных катков по беговой дорожке. Затраты мощности на перематывание гусениц зависят от скорости движения, параметров конструкции и состояния ходовой части.

На рисунке 2.9 приведены расчетные зависимости предельно допустимых скоростей движения от поворачивающего момента для различных грунтов ($\mu=0,1...0,9$).

Линией *а-б* наложено кинематическое ограничение максимально возможной скорости движения гусеничной машины ТМ-140. Благодаря тому, что в математической модели используются зависимости автомобильной математической модели, появляется возможность применить формулу Антонова [4], для оценки устойчивости прямолинейного движения многоосного автомобиля.

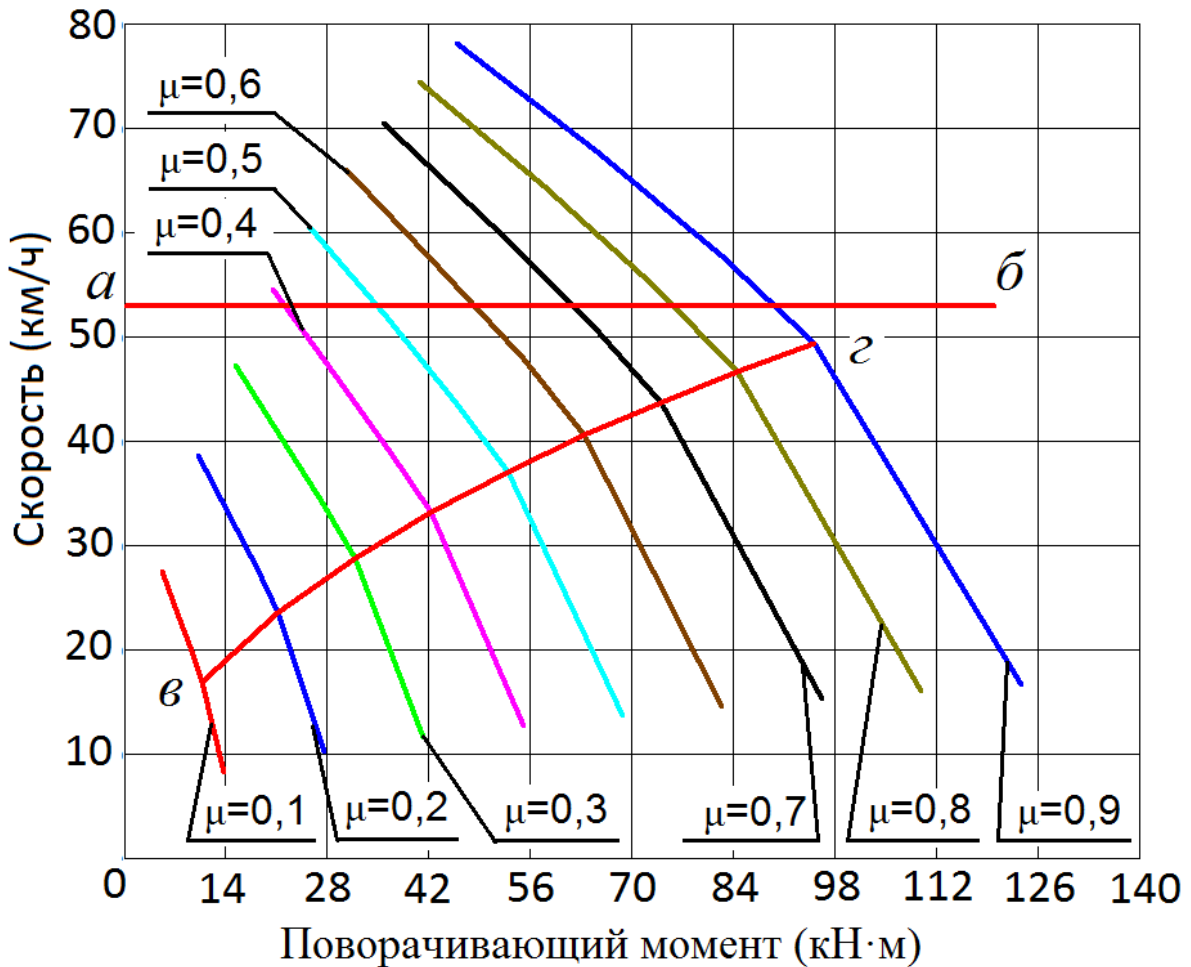


Рисунок 2.9 - Зависимость предельно допустимых скоростей движения от поворачивающего момента для различных грунтов

Устойчивость прямолинейного движения определяет жесткость резиновых шин опорных катков, при холодных шинах когда коэффициент сопротивления боковому уводу максимальный = 120 000 Н/рад и не ограниченно большой мощности двигателя, максимальная скорость движения может достигать 130 км/ч, а при горячих шинах, когда коэффициент сопротивления уводу в 2 раза ниже = 60 000 Н/рад, максимальная скорость движения ограничивается 35-40 км/ч.

Другим ограничением максимальной скорости движения является квалификация водителя.

Линией $в-г$ является границей между устойчивым и не устойчивым движением машины. Область ниже линии $в-г$ характеризуется неустойчивым

движением при управлении водителем низкой квалификации, так как он не способен задавать низкий поворачивающий момент, а это приводит к быстрому нарастанию угловой скорости и потери устойчивости. Для обеспечения требуемой кривизны траектории движения машины, водитель вынужден снижать скорость движения.

Область выше линии *в-г* характеризуется устойчивым движением при управлении водителем высокой квалификации, благодаря своему опыту и навыку водитель задает более низкий поворачивающий момент и тем самым способен управлять машиной на более высокой скорости с требуемой кривизной траектории.

На рисунке 2.10 приведены зависимости допустимой угловой скорости и кривизны траектории от поворачивающего момента.

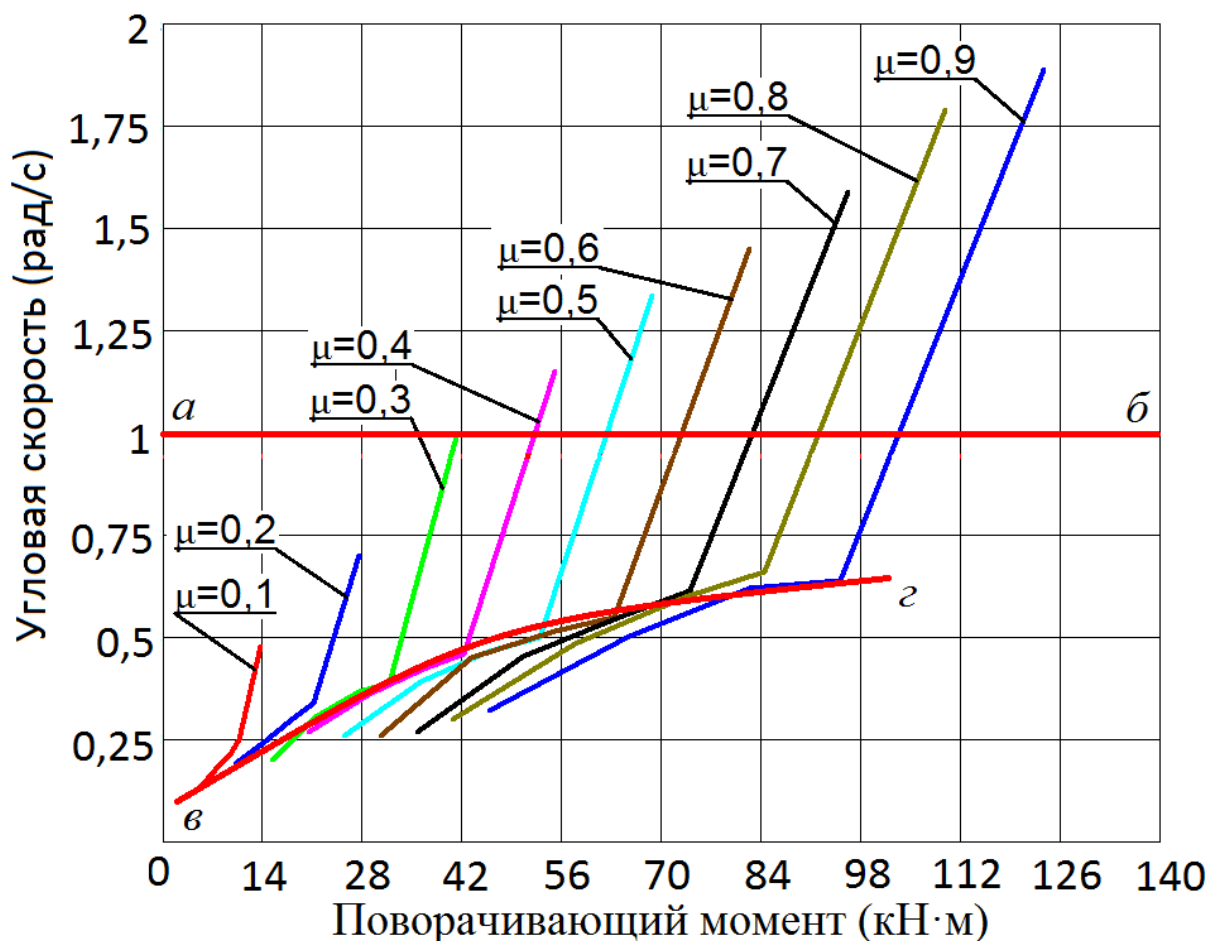


Рисунок 2.10 - Зависимость угловой скорости от поворачивающего момента для различных грунтов

На рисунке 2.10 линией *a-b* нанесено расчетное ограничение по угловой скорости в 1 рад/с, но в действительности угловая скорость принимает меньшие значения, это связано с ограничением установочной мощности гидрообъемной передачи, мощностью двигателя и удерживающей способности грунта.

Линией *в-г* разделяет две зоны устойчивого и не устойчивого движения. Область под линией *в-г* характеризует устойчивое движение, при незначительном увеличении момента, резко возрастает угловая скорость и теряется устойчивость движения, область над линией *в-г*, в следствии смещения полюса поворота за край опорной поверхности.

Данные зависимость сохраняется и для кривизны траектории (рисунок 2.11), где так же есть две зоны, устойчивого и не устойчивого движения разделенные линией *a-b*.

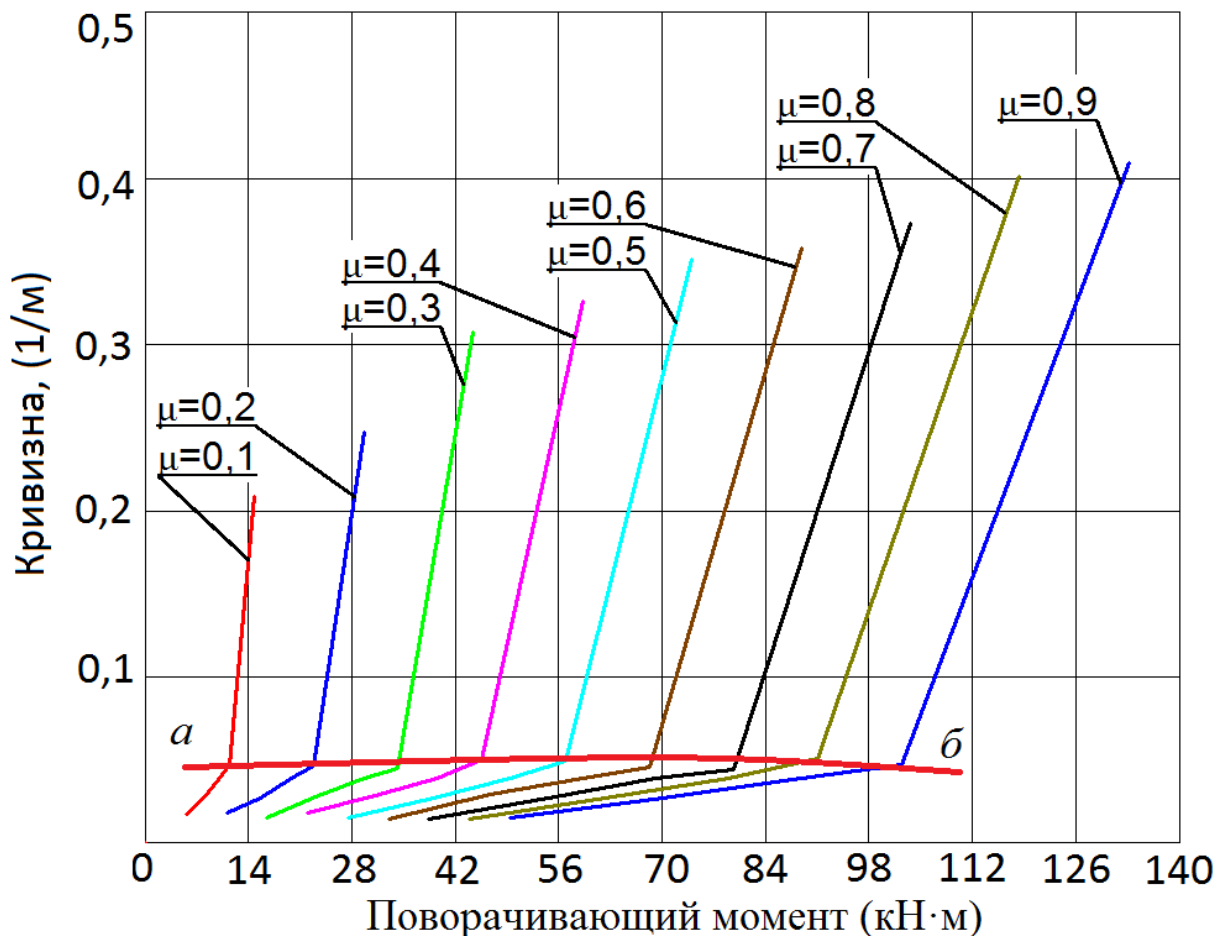


Рисунок 2.11 - Зависимость кривизны траектории от поворачивающего момента для различных грунтов

Все эти результаты можно свести в одну «Матрицу управления» и построить 3-х параметрические объемные графики (рисунок 2.12).

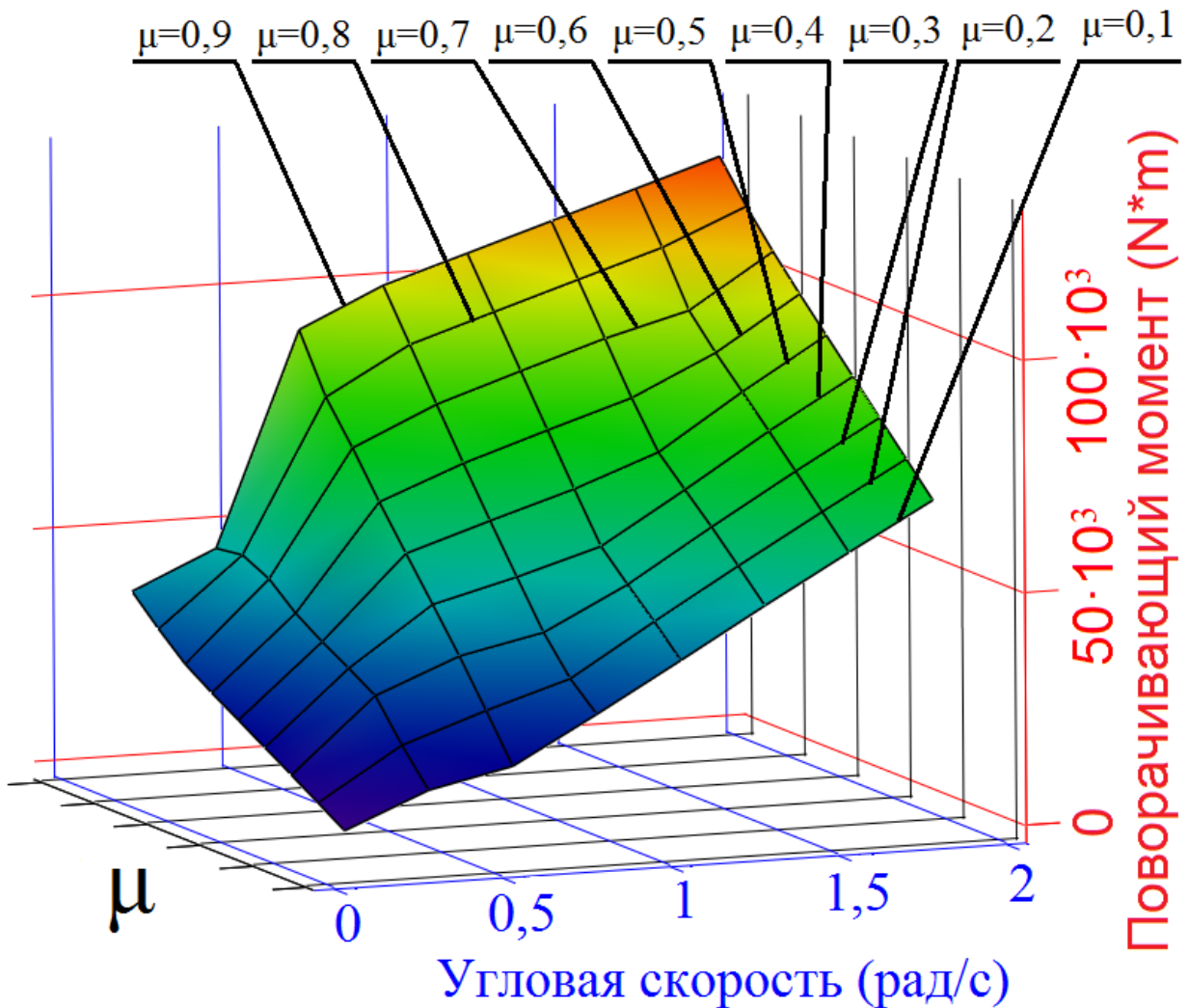


Рисунок 2.12 - Трех параметрический график зависимости угловой скорости от поворачивающего момента для разных значений μ .

Таким образом, полученные новые результаты позволяют уточнить методику проектного расчета, более точно прогнозировать подвижность гусеничной машины, оценивать устойчивость ее движения. Разработанная математическая модель и методы экспериментального определения условий и параметров движения гусеничной машины позволяют получить зависимости реакции машины на управляющие воздействия при различных ограничениях. Это способствует совершенствованию корректирующих устройств – помощников

оператора транспортной машины, а также при разработке эффективных алгоритмов автономного беспилотного управления роботом на базе гусеничной машины.

2.3 Формализация характеристики системы управления поворотом

Из данных В.А. Савочкина [43] подтвержденными экспериментальными исследованиями в работе [20] «Как следует из экспериментальных данных, при движении с большой скоростью регулирование направления движения осуществляется включением тормоза поворота. Полное торможение гусеницы (включение остановочного тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, ввиду нестабильности процесса трения, применяется, главным образом, для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью, когда актуально исследование управляемости и устойчивости по малодеформируемым грунтам, эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

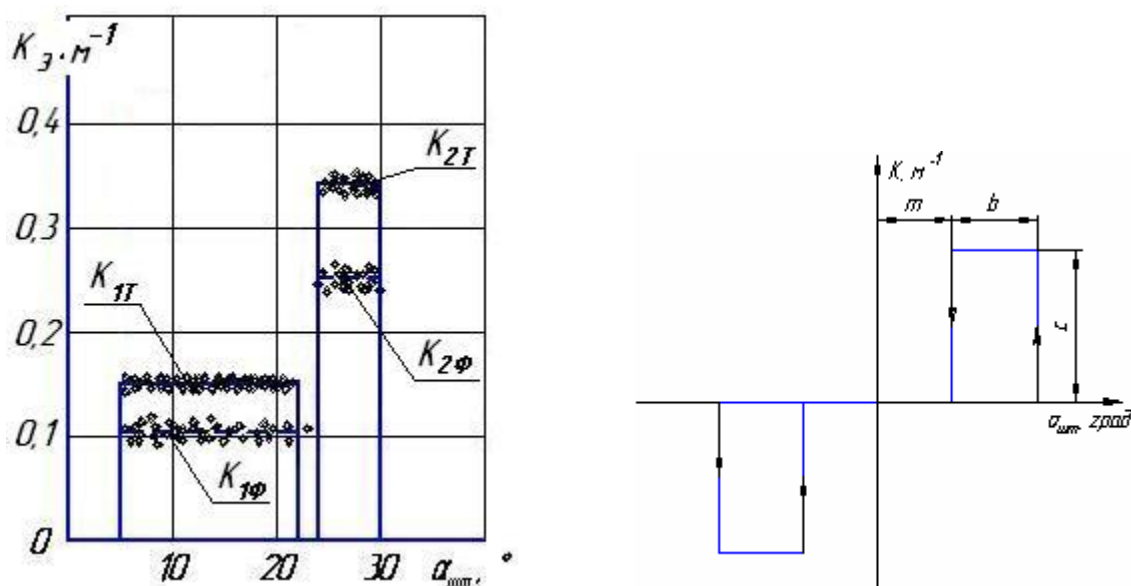


Рисунок 2.13 – Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала и схематизация нелинейной характеристики

Нелинейная характеристика системы управления поворотом определена в виде функции заданной кривизны k_s траектории при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной системой управления с дискретными свойствами (в данном случае, ПМП), характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением), приведена на рисунок 2.13. Из экспериментальных данных (см. Глава 3), параметры нелинейности составляют: зона нечувствительности $m = 5^\circ$; ширина петли $b = 22^\circ$; ограничение координаты $c = k_s$, при учете буксования движителя $k_{\text{эф}} = 0,10$ а без учета - $k_{\text{ст}} = 0,15\text{м}^{-1}$ независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной общего вида с опережающими петлями. Угловая скорость поворота с увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении $\alpha_{\text{шт}}$ в зоне нечувствительности характеристики СУП $\alpha_{\text{шт}} < 5^\circ$, когда выключается блокировочный фрикцион МП, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях движения наблюдается самопроизвольное отклонение траектории от прямолинейного. В том числе, возможно, и в сторону, противоположную повороту штурвала при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением \dot{V} . При движении с большой скоростью режим, при котором происходит поворот со второй расчетной кривизной $k_2 (k_2 = B^{-1})$, не используется по условию предотвращения бокового заноса. При симметричном гармоническом управляющем воздействии $\alpha_{\text{шт}} = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$, реакцией системы управления $k_s(\alpha_{\text{шт}})$ является дискретная периодическая импульсная функция (рисунок 2.14 область окрашенная синим цветом).»

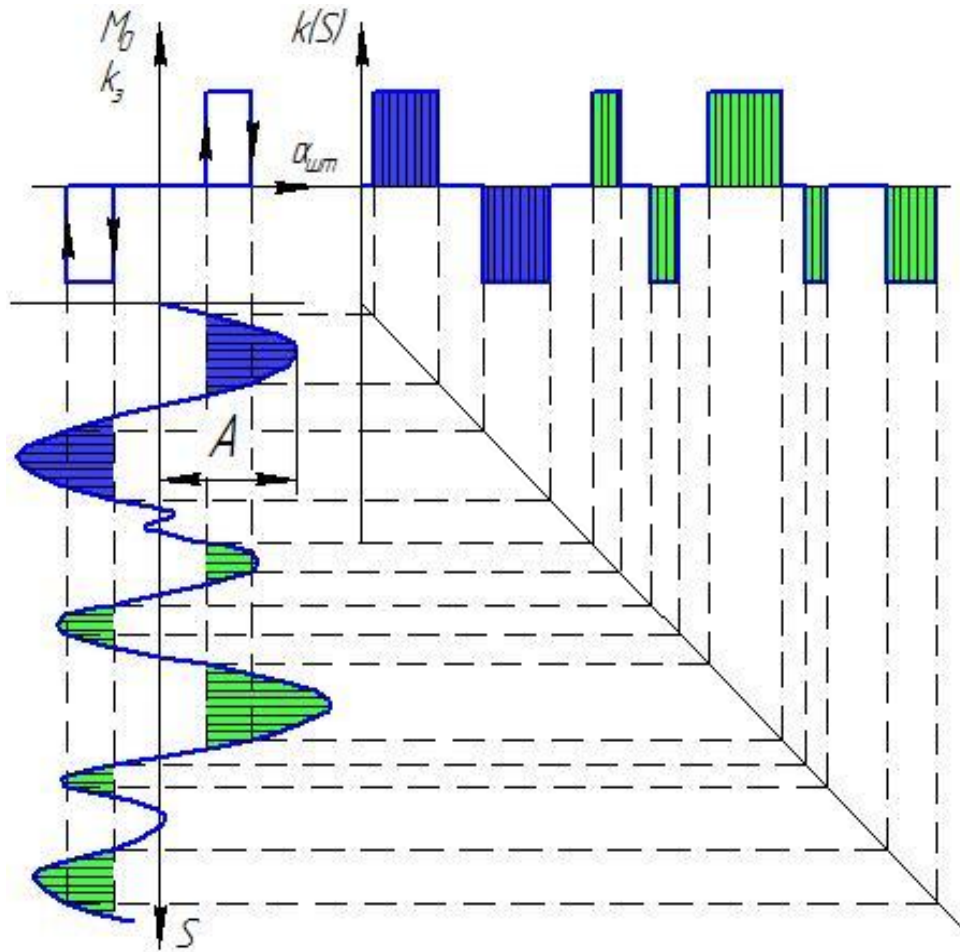


Рисунок 2.14 – Характеристика системы управления поворотом с дискретными свойствами. Область окрашенная синим – соответствует гармонической управляющей функции, и реакции системы.

Область окрашенная зеленым – это случайная управляющая функция соответствующая кривизне траектории, и реакция системы на неё.

«Если рассматривать дорожную кривизну как случайную величину (рисунок 2.14 область окрашенная зеленым), то управляющая функция является случайной импульсной функцией со случайной протяженностью импульсов и случайными интервалами между ними по пути s .

Рассматривая дорожную кривизну $k_d(s)$ как вход системы управления, даже без учета динамических свойств водителя, можно сказать, что она осуществляет нелинейное преобразование дорожной кривизны в управляющую функцию k_3 , принимающую два дискретных значения 0 или k_1 , т.е.

$$k_3 = \phi(k_d(s)) = \begin{cases} 0, \\ |k_l| \end{cases}$$

Для исследования динамических свойств гусеничной машины с учетом дискретных свойств системы управления поворотом необходимо формальное описание релейной характеристики. В зависимости от способа решения характеристика системы может задаваться в кусочно-линейной форме:

$$K_3(\alpha_{\text{шт}}) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_l, & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0, & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_l, & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0, & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$

При приближенном решении (при гармонической линеаризации нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению:

$$k_3(\alpha_{\text{шт}}) = e^{-\tau s} (q + q') \cdot \alpha_{\text{шт}},$$

где q и q' – коэффициенты гармонической линеаризации [40]:

$$q(A) = \frac{2 \cdot c}{\pi \cdot A} \cdot \left(\sqrt{I - \frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{I - \frac{m^2 \cdot b^2}{A^2}} \right),$$

$$q'(A) = \frac{2 \cdot c \cdot b}{\pi \cdot A^2} \cdot (I - m), \text{ при } A > b$$

На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания $e^{-\tau s}$.»

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной k_ϕ траекторию при таком регулировании можно рассматривать как комбинацию отрезков окружности радиуса R_r и прямых хорд. Из-за несовпадения дорожной кривизны с траекторной происходят отклонение траектории движения машины от заданной, а так же, боковое движение относительно осевой линии и по курсовому (направляющему углу). Скорость гусеничной

машины необходимо снижать по условию вписываемости в ограниченный коридор движения. Цикличность включения зависит не только от вероятности дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории. Поэтому число включения механизма поворота в значительной степени отличается от числа поворотов дороги. При моделировании процесса движения по дороге со случайным изменением кривизны следует учитывать, что водитель, благодаря своей квалификации оптимизирует процесс управления криволинейным движением. Основным условием управления является необходимость движение с максимально возможной скоростью и минимальным количеством включения механизма поворота. Это обеспечивается следующим образом: прямолинейное движение в пределах ширины проезжей части на максимально возможной скорости, а за тем осуществляется поворот машины с постоянной кривизной k_ϕ

Поворот машины при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, применяется для компенсации увода машины от заданного направления. При движении машины на больших скоростях эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

В работе [20] показано, что «Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 14,0 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ($k_\phi = 0,10\text{м}^{-1}$) по обледенелой грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют ($\alpha_k = 0,05\text{м}^{-1}$, $\beta_k = 0,07\text{м}^{-1}$, $\sigma_k = 0,04\text{м}^{-1}$) расчетные значения N^* с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12,0 м/с увеличивается от 0,56 до 4,10 включений на километр (график 1, рисунок 2.15), а суммарное число включений составляет 14,1 на км. Действительное число включений механизма поворота (график 2) гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с, и

ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи.

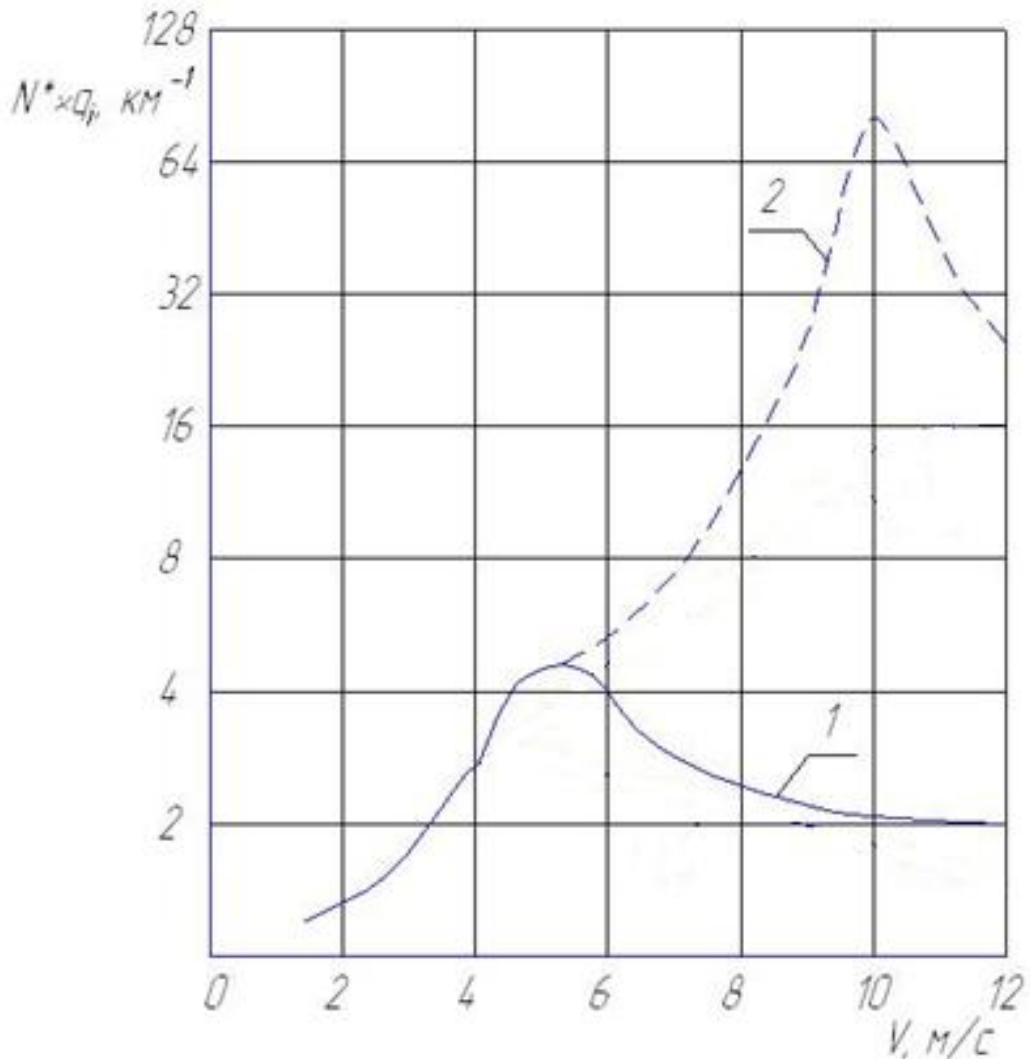


Рисунок 2.15 – Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения q_i по передачам):

1,2 – система управления поворотом с дискретными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения.

Действительные параметры процесса управления отличаются от расчетных. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, поэтому число управляющих воздействий, их частота существенно отличается от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах

ограниченной кривизны $k_o \ll k_\phi$, кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной, число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги. На рисунок 2.16 представлены результаты экспериментального исследования изменения параметров при движении машины с дискретными свойствами механизма поворота с большой скоростью на затяжном повороте (для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной).

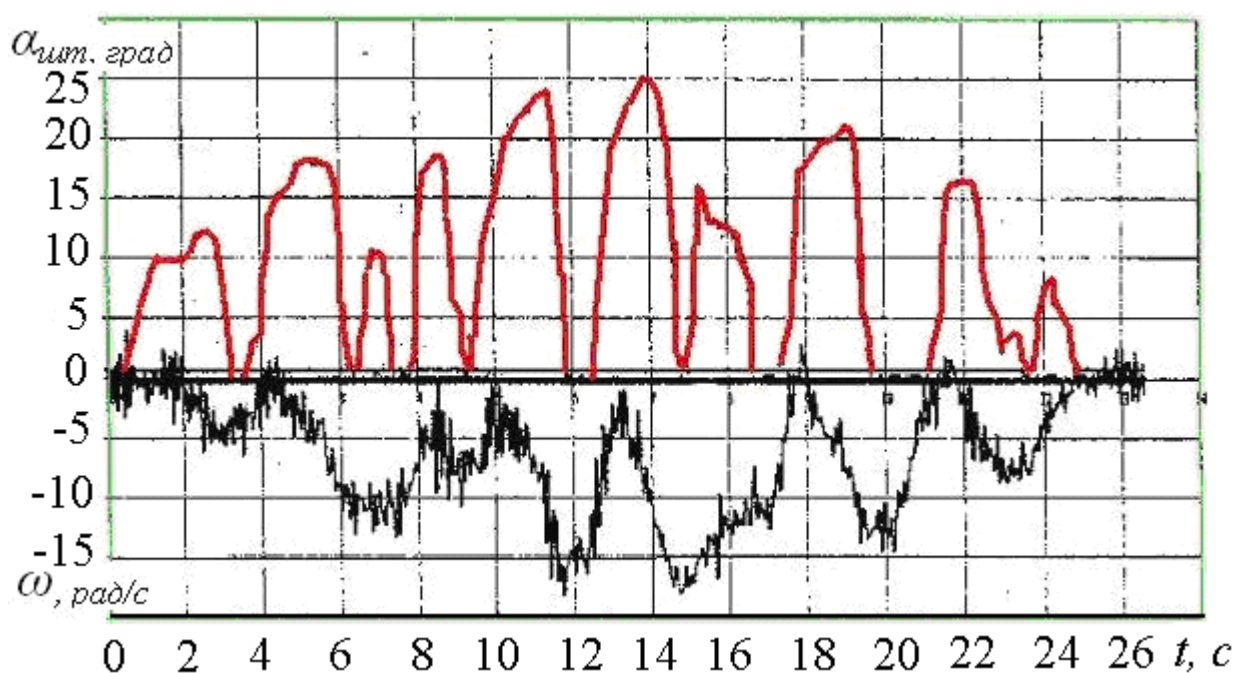


Рисунок 2.16 – Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

Из рисунка 2.16 видно, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории периодическим, дискретным включением механизма поворота, т.е. один поворот дороги с кривизной $0,01 \text{ м}^{-1}$ машина проходит за десять включений механизма поворота. При движении по тестовой «змейке» поворот машины также осуществляется за несколько включений механизма поворота.

Скорость движения ограничивается условием вписываемости в ограниченный коридор.»

2.4 Анализ качества переходных процессов, реакции на единичное силовое управляющее воздействие

Из результатов моделирования следует, что параметры переходной функции существенно зависят от скорости движения. Переходной процесс сопровождается колебаниями при скорости движения, начиная с третьей передачи (5,6 [м/с]). Интенсивность затухания определяется демпфирующими свойствами грунта. Заброс реакции на высших передачах ($v=15$ [м/с]) достигает 50 %, что требует ограничение скорости движения по условиям безопасности.

Выше показано, что особенность дискретной системы управления поворотом состоит в том, что ее характеристика является существенно не линейной.

В процессе управления движением транспортной машины длина импульсов много меньше времени регулирования, поэтому реальный процесс управления соответствует рассчитанному в соответствии с интегралом Дюамеля $\omega = \int_0^t \frac{dH}{dt} (t - \tau) \alpha_{um}(\tau) dt$. При недостаточной частоте включения системы управления поворотом, угловая скорость не соответствует расчетной. Тем не менее, функция курсового угла $\varphi(t) = \int \omega dt$ соответствует с определенной точностью функции угла поворота штурвала, но сдвинута на время τ и фазовый угол ψ .

Из приведенных результатов следует, что дискретные свойства системы управления поворотом ограничивают быстроходность машин из-за колебательности переходных процессов и существенного заброса реакции при входе в поворот. В технике эти явления принято характеризовать эффектом «Бонанца» (*Bonanza effect*) [64, 73], который наблюдается в процессе управления механическими системами транспортных машин. В общем случае, возникающие колебания ограничивают быстроходность машин, воспринимаются водителем как тревожные, увеличивают нагрузку на элементы конструкции и ухудшают уровень комфортабельности. Разрабатываемыми мероприятиями амплитуды этих колебаний необходимо сократить отстройкой

по частоте, т.е. максимальные амплитуды будут сдвинуты на частотах, которые не являются критическими для данной машины. Кинетическая энергия колебательного процесса зависит от квадрата момента M и обратно пропорциональна удвоенному значению приведенной жесткости C . Увеличение жесткости приводит к снижению кинетической энергии колебаний из-за создаваемого системой управления поворотом импульса крутящего момента. Это приводит к более высокой эффективности демпфирования при прочих равных условиях, но является, как правило, нереализуемым по конструктивным, компоновочным или технологическим соображениям. При неизменных конструктивных параметрах машины, в качестве альтернативы импульс, который вызывает колебания при приложении крутящего момента, может быть изменен, чтобы предотвратить или уменьшить образование свободных колебаний. Процедура может быть объяснена с помощью практического примера, описанного R Fischera [62].

2.5 Выводы

1. В соответствии с кинематической схемой трансмиссии транспортной машины ТМ-140 разработана расчетная схема плоскопараллельного движения в подвижной и не подвижной системе координат.
2. Расчетная схема математической модели отличается тем, что учитывается податливость элементов трансмиссии и гусениц. Кроме того учитывается составляющая момента сопротивления повороту формируемая моментом инерции корпуса машины вокруг вертикальной оси и существенная нелинейность системы управления поворотом с дискретными свойствами.
3. Модель позволяет имитировать движение машины по заданной траектории и определять кинематические силовые и динамические параметры.
4. Уточнен метод прогнозирования скоростных качеств гусеничных машин по зависимости коэффициента фазовой напряженности. При этом установлена зависимость частоты процесса (включения механизма поворота) при движении по трассе с детерминированной функции кривизны и при случайном изменении этого параметра.
5. Анализ качества переходных процессов входа в поворот показал, что перерегулирование зависит от скорости, вида грунта и жесткости системы. Существенное перерегулирование, колебательность переходного процесса и его длительность ограничивает подвижность гусеничной машины.

При теоретическом исследовании принят ряд допущений, оценка корректности этих допущений определяется на сопоставлении результатов моделирования с экспериментальными данными.

ГЛАВА 3. ЛАБОРАТОРНО-ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В данной главе рассмотрены основные параметры конструкции объекта исследования, приводятся цель и задачи лабораторно-дорожных испытаний, основные результаты и их анализа опубликовано в журнале перечня ВАК [50].

Предметом исследования является процесс управляемого движения гусеничной машины, а цель состоит в экспериментальном определении кинематических, силовых и динамических параметров при движении машины по дорогам с интенсивным изменением кривизны траектории.

В результате теоретического исследования динамики управляемого движения гусеничных машин установлены зависимости:

- кинематических параметров, таких как скорость движения, угловая скорость поворота, кривизна траектории, продольное смещение полюса поворота, угол бокового движения;
- силовых параметров: момент сопротивления повороту, и поворачивающей, а так же коэффициент сопротивления повороту;
- динамических параметров: временные функции, ускорения поступательного и криволинейного движения, без учета нелинейности системы.

При определении приведенных параметров принят ряд допущений, корректность которых определяется при экспериментальном исследовании. Применение нового программно аппаратного обеспечения реализующего спутниковые навигационные технологии Глонасс/GPS позволяют установить указанные параметры с высокой точностью.

3.1 Объект, цель и задачи экспериментального исследования

Объектом экспериментального исследования является опытный образец робототехнического комплекса РТК-ТМ140 в составе транспортной гусеничной машины ТМ-140А (рисунок 3.1) массой 12000 [кг], оснащенная двигателем

ЯМЗ-236Н мощностью 169 [кВт] при оборотах 2100 [об/мин], шести ступенчатой гидромеханической трансмиссией «Синтез» и планетарными механизмами поворота. Движитель включает шесть опорных катков, гусеницу с резинометаллическими шарнирами и уширителями, обеспечивающие удельное давление на поверхность с низкой несущей способностью 0,22 [кгс/см²]. Длина опорной поверхности составляет $L=4$ [м], а ширина колеи $B=2,2$ [м].

Для обеспечения роботизированного управления на машину установлен комплект средств дистанционного управления.

Экспериментальное исследование проводилось в два этапа:

- Определение функций приведенных выше при управлении водителем
- В режиме роботизированного (дистанционного) управления.



Рисунок 3.1 – Общий вид объект экспериментального исследования - образец робототехнического комплекса РТК-ТМ140А

Таблица 3.1 – Параметры объекта экспериментального исследования

Параметры	Значение
Масса	12 000 [кг]
Удельная мощность	14.1 [кВт/т]
Максимальная скорость движения	55 [км/ч]
Максимальная угловая скорость поворота вокруг вертикальной оси	1.1 [рад/с]
Момент инерции вокруг вертикальной оси	$31.5 \cdot 10^3$ [кг*м ²]
Число осей опорных катков	6 шт.
Сумма продольных координат и их квадратов осей опорных катков относительно центра масс	$\sum l_i (i=1 \dots 6), \sum l_i^2 (i=1 \dots 6)$
Тип системы управления поворотом	С дискретными свойствами, планетарный механизм поворота управляемый фрикционными элементами

Экспериментальные исследования проводились в соответствии с методикой испытаний, разработанной на базе типовой методики ПМ 856123 (Приложение П2), и методиками дополнительных проверок, разработанными ФГБУ ВО «КГУ».

Первый этап экспериментального исследования проводился в режиме ручного управления при движении гусеничной машины по сухому песчаному грунту ($\mu_{max} = 0,5 \dots 0,7$; $f = 0,12 \dots 0,17$). Температура окружающего воздуха составляла 16...18 [°C]. Испытания осуществлялись на тестовой трассе типа «змейка» с длиной полуволны $\Delta S = 20$ [м], а ширина створов $Y = 5$ [м]. Общий вид тестовой трассы из движущейся машины приведен на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Общий вид тестовой трассы из движущейся машины

На рисунке 3.2 внизу слева показан фрагмент колеи, образуемой при повороте машины (глубина до 15 [см]). Внизу в центре показан участок трассы (Google Earth), на который наложена траектория движения машины. Внизу справа изображен фрагмент приборной панели измерительного комплекса RaceLogic с изображением измеряемых значений скорости движения, бокового и продольного ускорения центра масс машины.

Второй этап экспериментального исследования проводился в режиме дистанционного управления. Оператор робототехнического комплекса находился в стороне от образца, визуальный контакт расположения машины на тестовой трассе осуществлялся с помощью контура технического зрения (видео камер расположенных на корпусе машины). Испытания проведены 20 ноября 2017 года в период с 12-30 до 16-30 часов на горизонтальном участке дороги в условиях движения по мерзлому грунту, покрытому снежным покровом. Температура окружающего воздуха составляла $-15[^{\circ}\text{C}]$.

В качестве оцениваемых характеристик поворотливости определяются следующие параметры:

- максимальная скорость преодоления тестовой трассы типа «змейка» $V_{\max 3}$;
- время быстрогодействия системы управления поворотом t_6 ;
- минимальные действительные радиусы поворота на каждой передаче R_N и, угловая скорость поворота корпуса машины ω ;
- максимальная скорость преодоления поворота с радиусом $R=100$ [м] на бетонной трассе, $V_{\max} = 52$ [км/ч] и коэффициент снижения скорости в заданном повороте, КП.

Цель экспериментального исследования заключается в определении кинематических, силовых и динамических параметров при движении машины по дорогам с интенсивным изменением кривизны траектории.

3.2 Комплекс информационно измерительной аппаратуры

В соответствии с поставленными в диссертационном исследовании задачами, для проведения измерений был использован комплекс информационно-измерительной аппаратуры, разработанный на кафедре гусеничных машин Курганского государственного университета, на базе программно аппаратной части Racelogic VBOX3i. Структурная схема бортового информационно – измерительного комплекса представлена на рисунке 3.3.

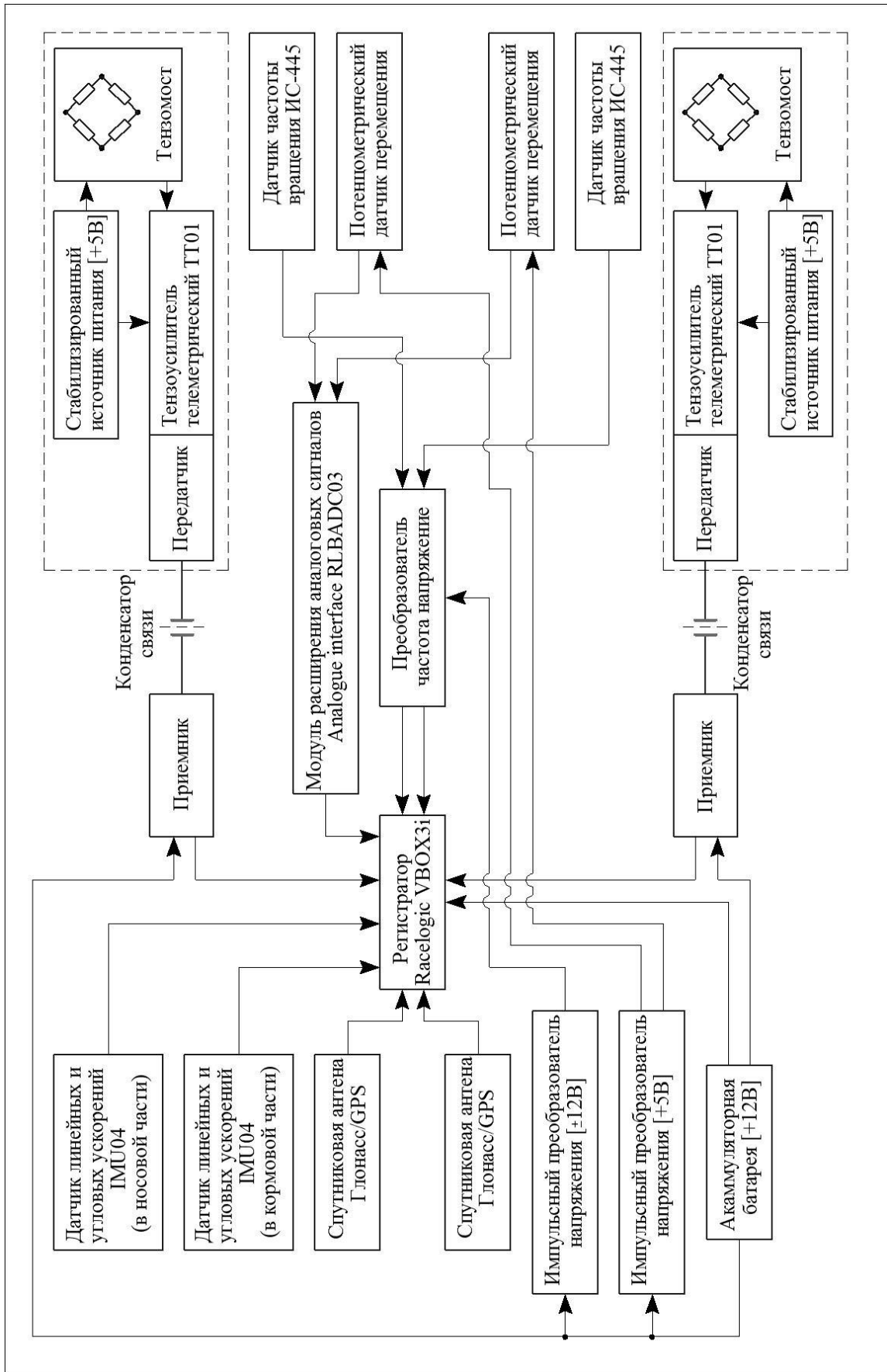


Рисунок 3.3 – Структурная схема бортового информационно – измерительного комплекса

В соответствии со структурной схемой информационно-измерительного комплекса в таблице 3.2 приведены элементы, входящие в его состав, их общий вид и назначение.

Таблица 3.2 – Состав регистрационно-измерительной аппаратуры

№	Оборудование		Назначение
	Наименование	Изображение	
1	VBOX3i, Глонасс/GPS антенны, Analogue interface, IMU04		Измерение и регистрация силовых и кинематических параметров движения гусеничной машины
2	Тензометрический датчик КФ5Р2-5-200-В12 (8 шт.)		Измерение деформации грузовых валов
3	Тензоусилитель и передатчик Т01-1 (2 шт.)		Усиление, преобразование и бесконтактная передача на приемник сигнала с тензорезисторов
4	Приемник Т01-2 (2 шт.)		Прием сигнала с передатчика и передача на регистратор VBOX3i

5	<p>Аккумуляторная батарея Т01-5 (5.5 В, 1100 мА*ч) (2 шт.)</p>		<p>Стабилизированный источник питания</p>
6	<p>Индуктивный датчик частоты вращения ИС445 (2 шт.)</p>		<p>Определение частоты вращения грузовых валов</p>
7	<p>Преобразователь частота – напряжение</p>		<p>Преобразователь импульсных сигналов в напряжение</p>
8	<p>Потенциметрический датчик перемещения</p>		<p>Определение положения рычагов золотниковой коробки</p>

В процессе экспериментального исследования объекта значения регистрируемых параметров, приведены в таблице 3.3

Таблица 3.3 – Регистрируемые параметры

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение параметра	Единица измерения	Диапазон измерения
1	Время	t	с	0...2000
2	Курсовой угол	φ	град	0...360
2	Угловая скорость поворота	ω	град/с	± 90
3	Линейная скорость центра масс образца	V	м/с	0...22
4	Угол скольжения центра масс машины	$\alpha_{цм}$	град	0...360
5	Угол скольжения переднего правого катка	$\alpha_{пп}$	град	0...360
6	Угол скольжения переднего левого катка	$\alpha_{пл}$	град	0...360
7	Угол скольжения заднего правого катка	α_{zp}	град	0...360
8	Угол скольжения заднего левого катка	α_{zl}	град	0...360
9	Номер передачи	N	ед.	1...6
10	Продольное линейное ускорение т. Н	$g_{пpH}$	м/с ²	$\pm 14,7$
11	Поперечное линейное ускорение т. Н	$g_{пoпH}$	м/с ²	$\pm 14,7$
12	Вертикальное линейное ускорение т.Н	$g_{вepтH}$	м/с ²	$\pm 14,7$
13	Продольное линейное ускорение т. К	$g_{пpK}$	м/с ²	$\pm 14,7$
14	Поперечное линейное ускорение т. К	$g_{пoпK}$	м/с ²	$\pm 14,7$
15	Вертикальное линейное ускорение т.К	$g_{вepтK}$	м/с ²	$\pm 14,7$
16	Отметка явления	$OЯ$	-	0;1
17	Сигнал управления в CAN шине	A_{CAN}	v	...
18	Перемещение штоков актуаторов	$S_{лев,прав}$	мм	0...250
19	Моменты на грузовых валах	$M_{лев,прав}$	кНм	0 ... 15

При экспериментальном исследовании использовался комплекс информационно-измерительной аппаратуры построенный на базе программно-аппаратной части RaceLogic VBOX3i. В состав комплекса входят две спутниковые антенны расположенные на крыше машины вдоль оси симметрии рисунок 3.4, предназначенные для определения скорости движения, курсового угла и угловую скорость поворота машины. Так же в блок расчета и регистрации параметров RaceLogic VBOX3i вводятся координаты центра масс и крайних опорных катков для расчетов углов увода. Два датчика IMU-04 расположенных в носовой и кормовой части машины, измеряющие угловые скорости и линейные ускорения по трем осям. Дополнительно был использован модуль расширения аналоговых сигналов 16bit Analogue Interface RLVADC03, т.к. в регистраторе RaceLogic VBOX3i не достаточно аналоговых входов для подключения дополнительных датчиков. Схема установки измерительного комплекса приведена на рисунке 3.4.

Для измерения крутящего момента передаваемого грузовыми валами использовались тензометрические датчики типа КФ5Р2-5-200-В12, наклеенные и распаянные по схеме полного моста [56], на валы, соединяющие через бортовые редукторы трансмиссию с ведущими колесами, для определения поворачивающего момента.

Для обеспечения передачи данных с тензодатчиков о крутящем моменте или упругих деформациях вращающегося вала или других деталей, совершающих более сложные движения в пространстве (карданного вала) на устройство сбора данных через тензоусилитель традиционно используются контактные устройства. Несмотря на их простоту, обладают целым рядом недостатков, затрудняющих и ограничивающих возможность их применения, в виду больших угловых скоростей вращения карданного вала.

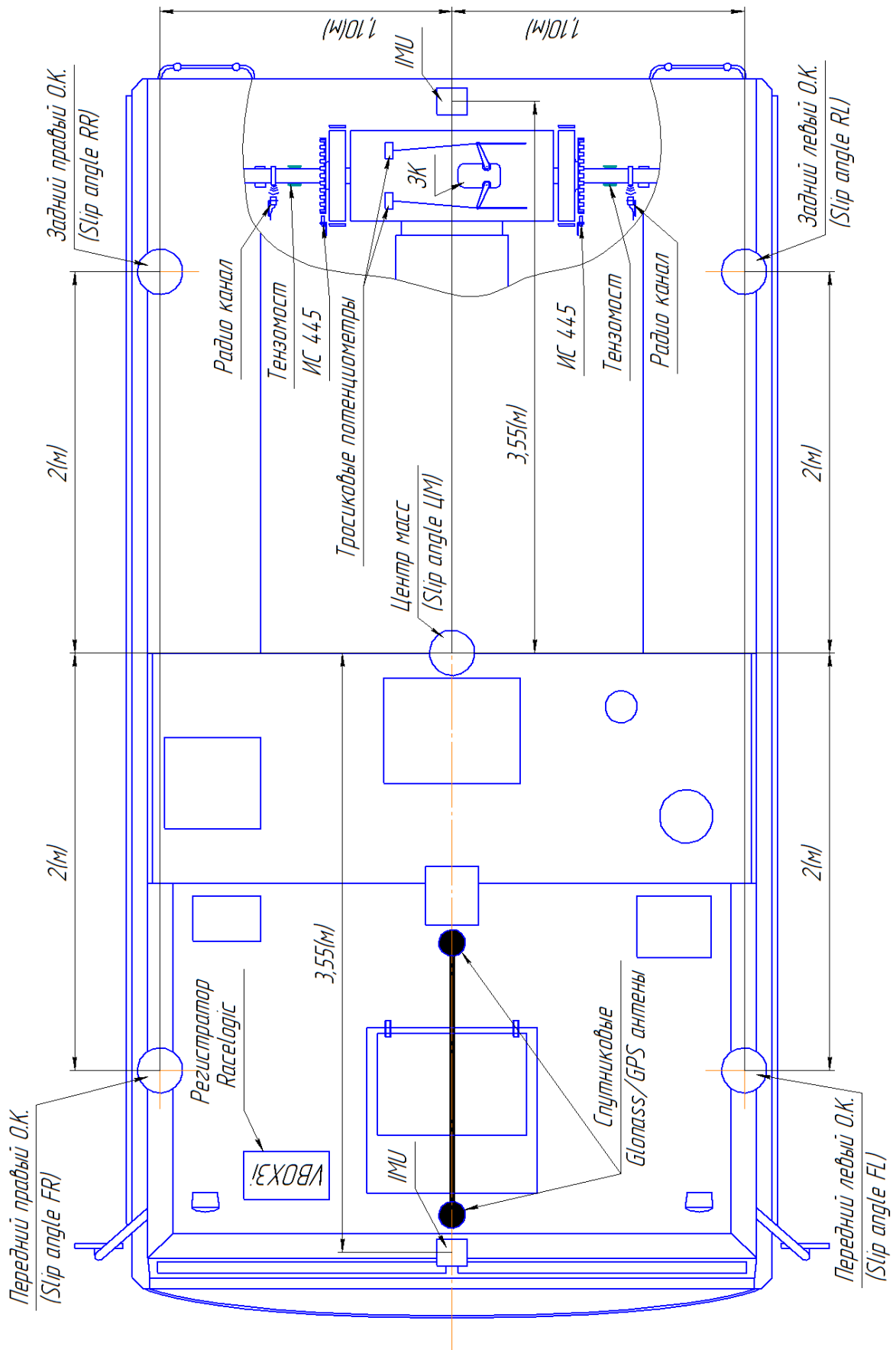


Рисунок 3.4 – Схема установки измерительного комплекса на объекте экспериментального исследования

Так как весьма затруднительно передавать сигнал с постоянно вращающегося грузового вала на неподвижные части корпуса машины, при экспериментальном исследовании применялся Тензоусилитель телеметрический ТТ01 Белорусской фирмы «ГИЛКОМ» (см. Рисунок 3.5). Принцип работы тензоусилителя основан на преобразовании сигнала тензомоста в частотно-модулированные импульсы и передачи их посредством электростатической связи (конденсатора) с вращающегося объекта (грузового вала) на неподвижный (корпус машины).

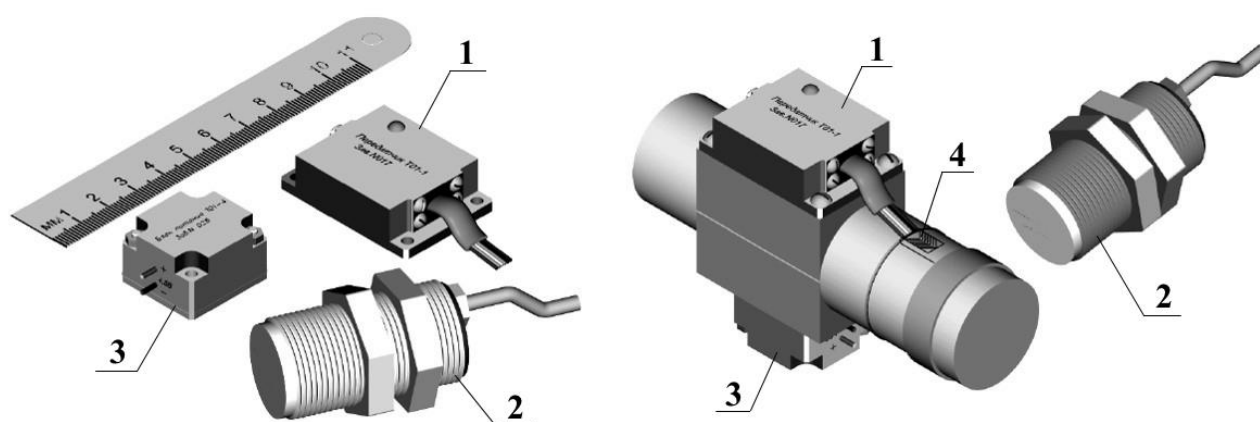


Рисунок 3.5 – Тензоусилитель телеметрический ТТ01:

1 – передатчик Т01-1; 2 – приёмник Т01-2;

3 аккумуляторная батарея Т01-5; 4 - тензомост

При передаче сигналов с тензодатчиков посредством электрической связи, образованной антеннами передатчика и приемника, для повышения помехоустойчивости, использован общий проводник передающей и принимающей частей через массу автомобиля.

Вблизи передающей антенны установлен приемник Т01-2 на специально изготовленном кронштейне и закрепленном на корпусе машины. Для надежной передачи сигнала с вращающегося вала необходимо отрегулировать зазор между передающей антенной и приемником осуществляется с помощью гаек навинченных на корпусе приемного устройства.

Для обеспечения бесперебойной работоспособности тензомоста, тензоусилителя и передатчика Т01-1 применяется литий-ионная

аккумуляторная батарея T01-5 со встроенным стабилизатором напряжения питания 5,5 [В] емкостью 1100 [мАч].

Для определения частоты вращения грузовых валов и дальнейшего расчета теоретической кривизны траектории движения машины применяется индуктивный датчик ИС445 и металлические диски с маркерными зубьями. Получаемый сигнал с датчиков частоты вращения, после преобразования в электронном устройстве «импульс-частота-напряжение» (ПЧН) передается в регистратор RaceLogic VBOX3i.

На данной машине штурвал соединен через тяги с рычагами управления золотниковой коробки планетарного механизма поворота. Поэтому сигналы датчиков перемещения тяг однозначно определяют управляющее воздействие по регулированию направления движением машины.

В связи с возможностью появления в бортовой сети транспортной машины импульсных напряжений, для питания измерительного комплекса дополнительно использовался внешний автомобильный аккумулятор (+12 [В] емкостью 1900 [мАч]), не связанный с электрической сетью машины.

3.3 Результаты экспериментальных исследований движения машины при роботизированном управлении

По результатам экспериментального исследования, поворотливости объекта в режиме дистанционного управления установлено, что при включении тормоза поворота на I-передатке (первый расчетный радиус) скорость движения составила 4,6 [км/ч], угловая скорость 6,7 [град/с], а радиус поворота 11,6 [м]. При движении на второй передатке (первый расчетный радиус) скорость составила 6,7 [км/ч], угловая скорость 10,1 [град/с], а радиус 10,6 [м]. При включении остановочного тормоза и движении на II передатке (второй расчетный радиус) скорость составила 3,4 [км/ч], угловая скорость 20,8 [град/с], а радиус 2,56 [м].

2) Максимальная скорость преодоления поворота с радиусом 100 [м] составила 18 [км/ч].

3) При преодолении участка "змейка" (рисунок 3.6) длиной полуволны 20 [м], скорость движения составляла на I-й передаче 5,0 [км/ч], на II-й передаче 6,5 [км/ч].

4) Время разворота на 180 градусов (рисунок 3.7) вокруг вертикальной оси составило 8,75 [с].

5) Параметры скоростной характеристики изделия при движении в повороте (рисунок 3.8) составляют:

- при значениях радиуса поворота 10,6 [м] скорость движения составляет 6,7 [км/ч];

- при значении радиуса 100 [м] скорость составила 18 [км/ч].

6) Быстродействие системы управления поворотом (рисунок 3.9) находится в пределах 2,8 ... 3,7 [с]. (от появления сигнала управления в CAN шине бортовых средств системы дистанционного управления до достижения машиной максимальной угловой скорости). Время от появления сигнала в CAN шине до начала реакции машины по угловой скорости составляет 1,9 ... 2,1 [с].

7) Оценка параметров прямолинейного движения РТС передним ходом с переключением передач в автоматическом режиме со скоростью не выше 15 [км/ч] осуществлялась по величине увода образца. Величина увода на дистанции 100 метров не превышает установленных требований. При движении на каждой передаче отдельно величина увода составила: на первой передаче 0,2...0,45 [м]; на второй передаче 0,2 ... 0,4 [м]; на третьей передаче 0,5 ... 0,8 [м]; на четвертой передаче 0,5 ... 0,65 [м].

8) Скоростные качества машины не удалось реализовать, так как при движении по тестовой трассе типа "змейка" из-за невозможности создать упреждающее управление поворотом, так и при прямолинейном движении из-за ненадежного функционирования системы дистанционного управления переключения передач.

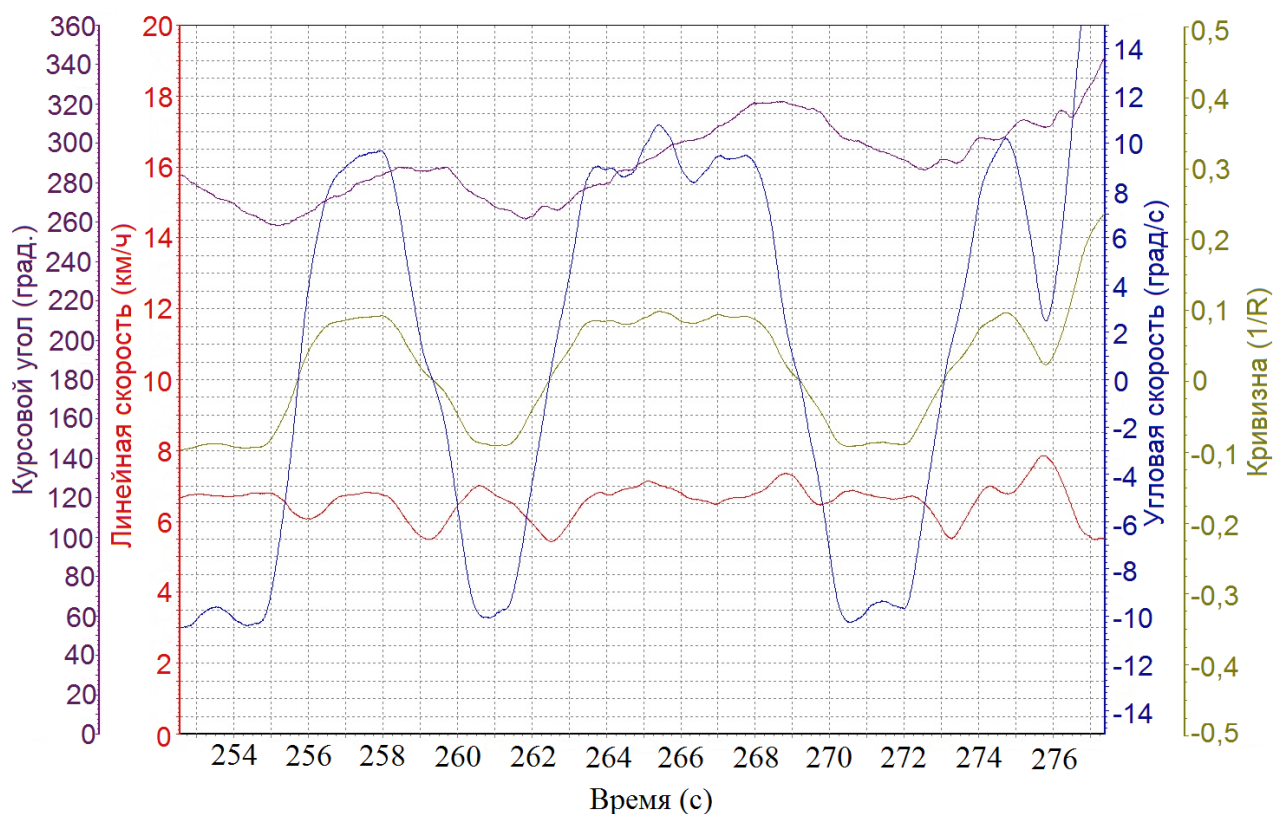


Рисунок 3.6 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при выполнении маневра "змейка"

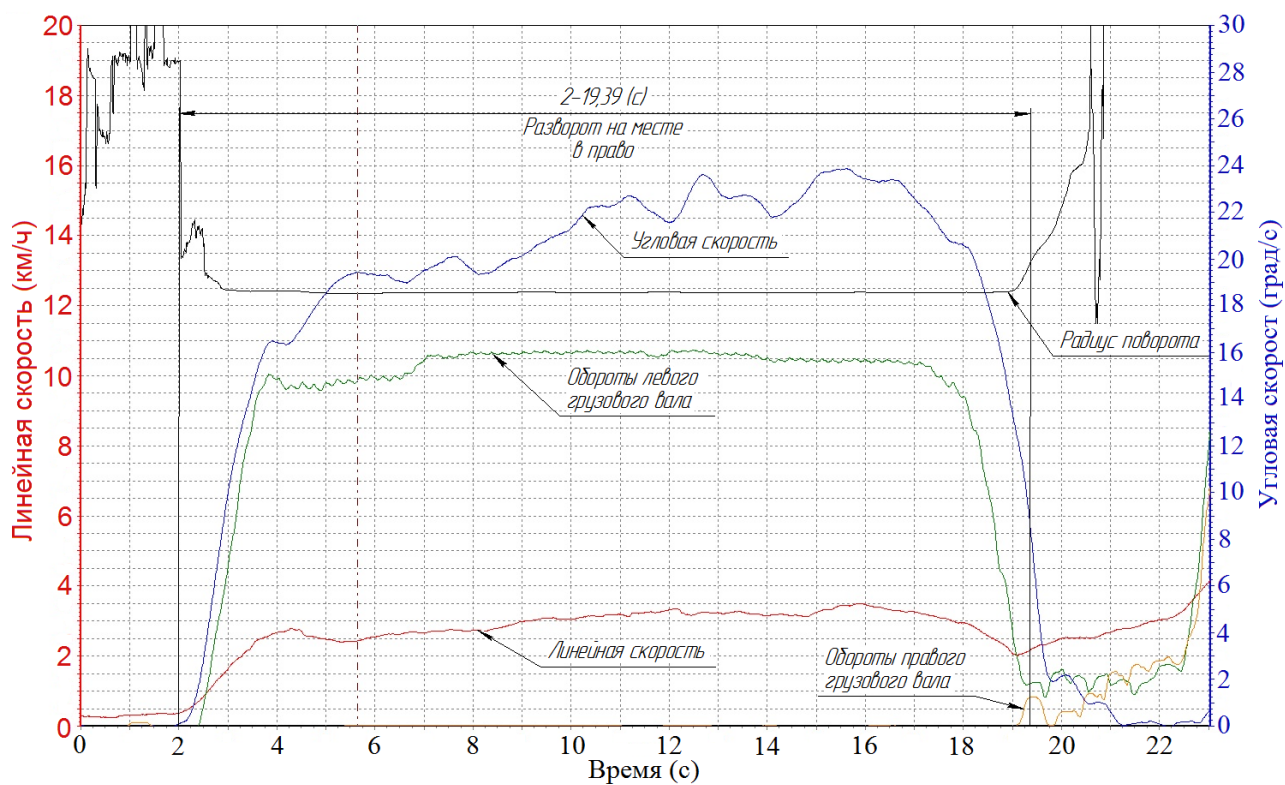


Рисунок 3.7 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при выполнении маневра "разворот на 180 (360) градусов" (радиус $R=2,27$ [м])

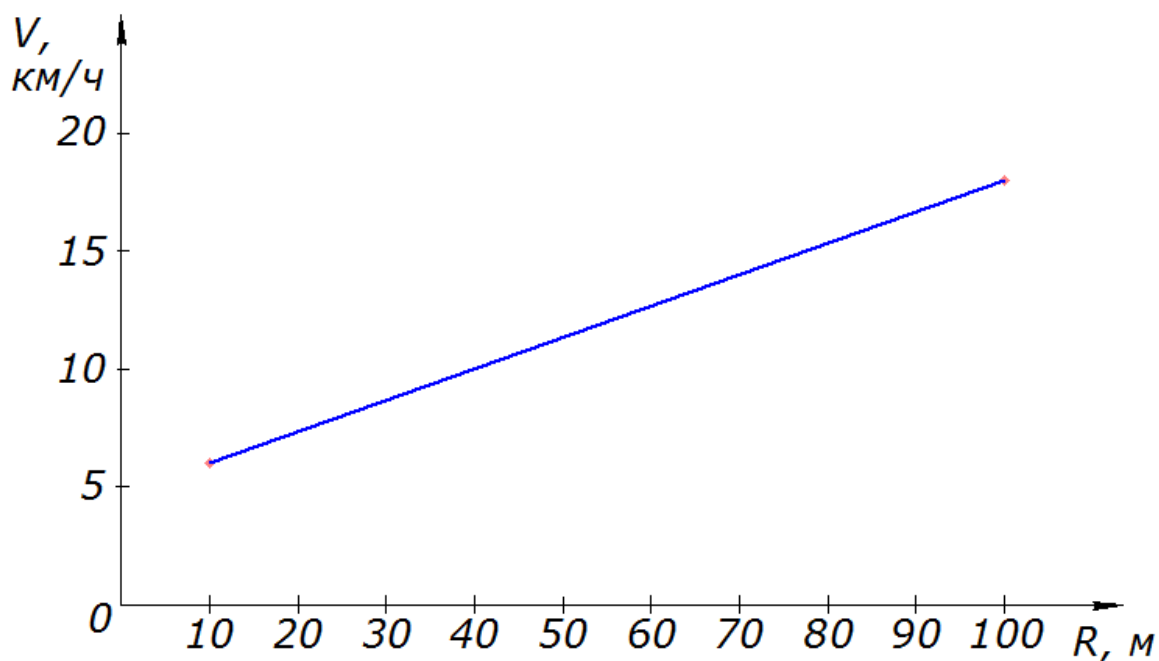


Рисунок 3.8 – Скоростная характеристика робототехнического комплекса РТК-ТМ-140 в режиме дистанционного управления

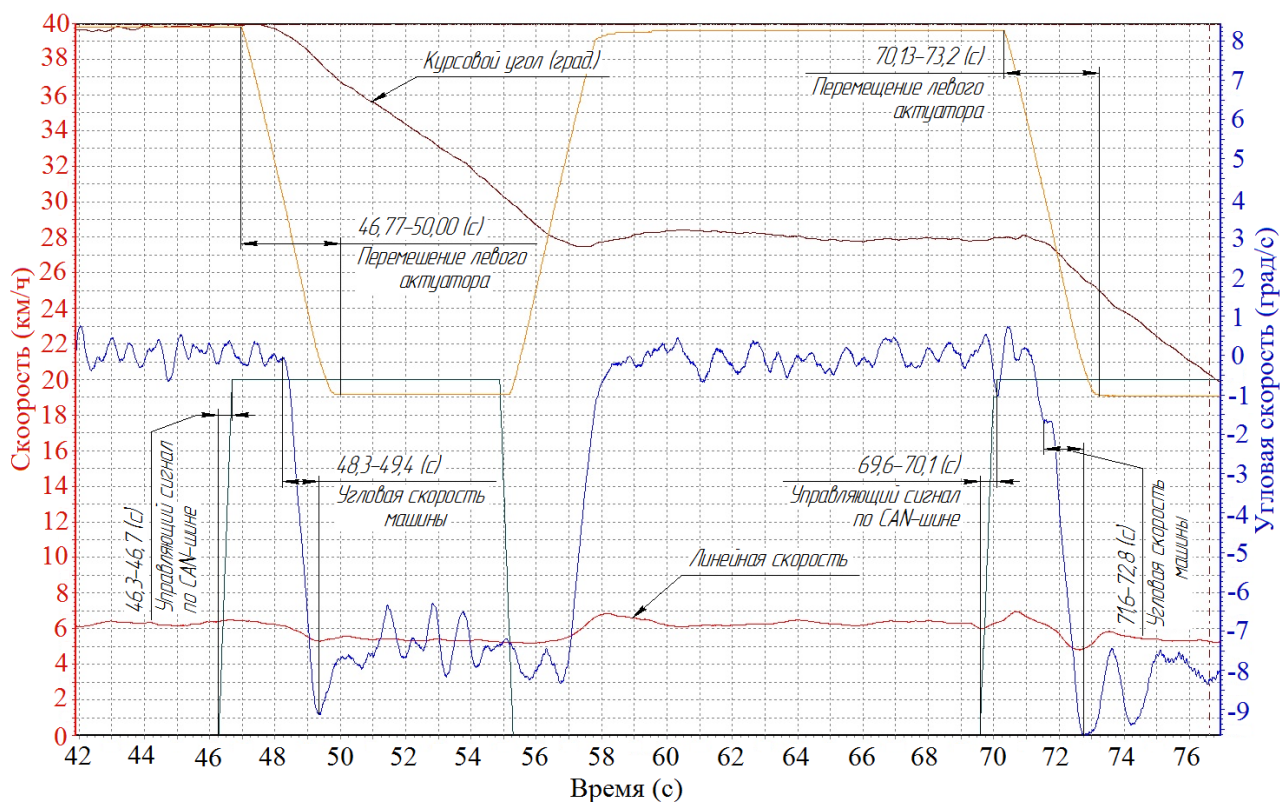


Рисунок 3.9 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих быстродействие системы управления поворотом

3.4 Результаты экспериментального исследования при управлении водителем и их анализ

Экспериментальное исследование выполнено при движении гусеничной машины с дискретными свойствами системы управления поворотом по сухой песчаной дороге.

Движение машины осуществлялось на 1 – 6 передачах в прямом и обратном направлениях. Наибольшая динамика достигается при движении на пятой передаче, (максимальное значение угловой скорости составило $\omega = 29 \left[\frac{\text{град}}{\text{с}} \right]$, а линейной – $V = 32 \text{ [км/ч]}$). На шестой передаче силы тяги оказалось не достаточно, и поворот происходил со снижением угловой и линейной скоростей движения. В дальнейшем анализируются результаты, полученные при движении на пятой передаче.

Следует отметить, что при движении машины водитель, основываясь на опыте вождения, определенным образом оптимизировал процесс регулирования направления движения. Критерием оптимизации является точность траектории по условиям вписываемости без снижения скорости движения и ограничения числа включения механизма поворота. Этим требованиям, в соответствии с экспериментальными данными, соответствует прямолинейное движение, периодическое включение механизма поворота, а траектория представляет собой набор хорд, дуг окружностей и переходных кривых. Для анализа динамики неустановившихся процессов криволинейного движения, кинематических и силовых параметров в процессе управляемого движения измерялись следующие параметры:

- линейная и угловая скорость поворота машины;
- продольные, вертикальные и боковые ускорения в центре масс, носовой и кормовой частях корпуса машины;
- углы скольжения крайних опорных катков;
- крутящие моменты на грузовых валах и их частоты вращения;
- частота вращения вала двигателя;

- положение рычагов золотниковой коробки управления планетарным механизмом поворота и др.

Количественные закономерности изменения параметров приводятся на отдельных фрагментах осциллограмм (Приложение ПЗ).

Траекторная угловая скорость при движении машины со скоростью 7,5 [м/с] определена аналитически с учетом того, что на плоскости «тестовая змейка» описывается синусоидой $y = A \sin(\frac{\pi V}{\Delta S} t)$, а угловая скорость равна произведению скорости поступательного движения V на кривизну k , где $k = \frac{\ddot{y}}{(1+(\dot{y})^2)^{0,5}}$ эта функция является гармонической.

Теоретическая угловая скорость (график 2, рисунок 3.10) определена по разности частот вращения грузовых валов

$$\omega_m = \frac{(\omega_2 - \omega_1) r_{вк}}{U_{бп} * B},$$

где: $r_{вк}$ и $U_{бп}$ - соответственно радиус ведущего колеса и передаточное число бортового редуктора.

Фактическая угловая скорость (график 3, рисунок 3.10) определена экспериментально. Из сопоставления графиков следует, что, несмотря на то, что максимальное значение теоретической угловой скорости соответствует траекторной, фактическая угловая скорость гораздо ниже теоретической (составляет 39,7 %) вследствие процесса буксования и юза гусениц. По этой же причине максимумы этих функций сдвинуты на одну секунду.

Теоретическая кривизна определяется по соотношению угловых скоростей вращения грузовых валов: $k = \frac{(\omega_1 - \omega_2) * 2}{(\omega_1 + \omega_2) * B}$. Фактическая кривизна определена по углам скольжения крайних опорных катков, определенным экспериментально. Из сопоставления графиков следует, что характер изменения этого параметра соответствует характеру изменения фактической угловой скорости.

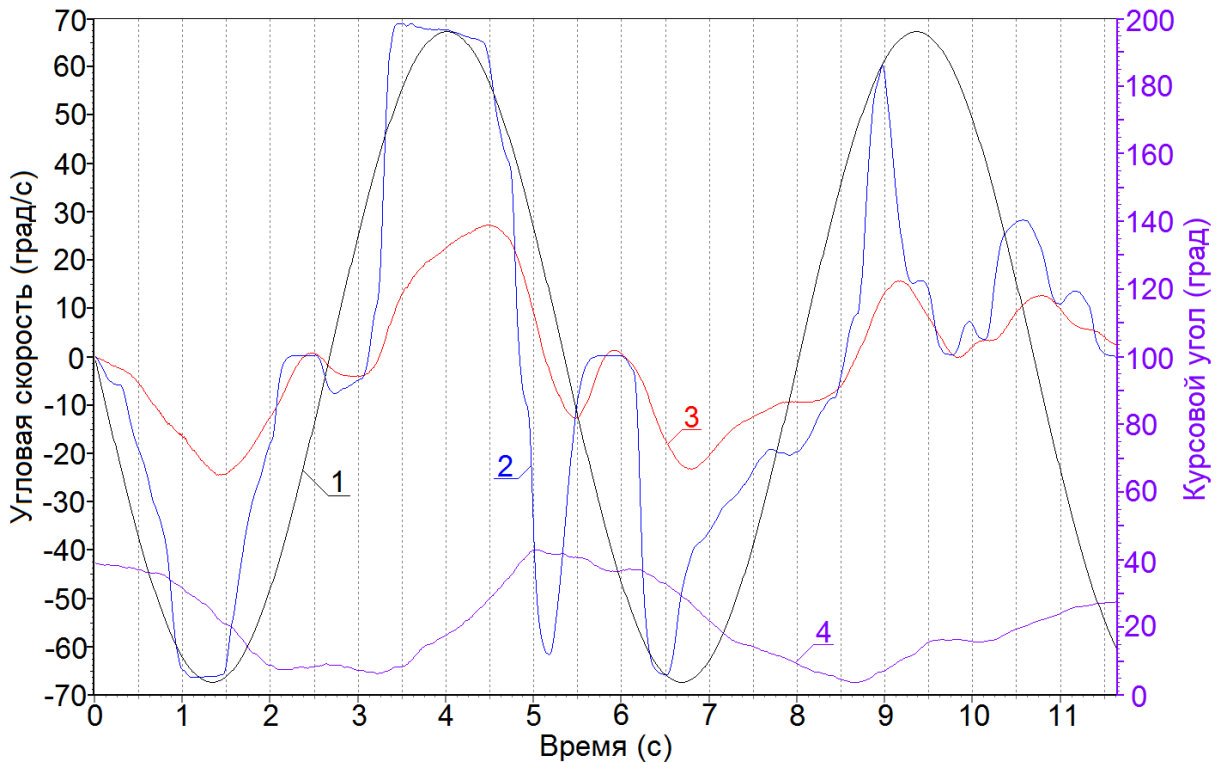


Рисунок 3.10 – Изменение угловой скорости поворота машины

1 – траекторная угловая скорость (черный); 2 – теоретическая угловая скорость, рассчитанная по оборотам грузовых валов (синий); 3 – фактическая угловая скорость (красный); 4 – курсовой угол (фиолетовый)

При повороте гусеничной машины, движущейся с большой скоростью, центробежная сила приводит к продольному смещению центра поворота на величину $\chi = \frac{V^2 Lk}{2\mu g}$ (график 1, рисунок 3.12). Приведенное уравнение получено при равномерном движении по окружности и допущении о линейности характеристики коэффициента сопротивления уводу. В реальных условиях движения, в том числе с переменной кривизной траектории, смещение центра поворота существенно отличается от расчетного (график 2, рисунок 3.12). Это связано с тем, что у задних осей опорных катков углы увода больше, чем у передних (соответственно 15...16 и (3...4) [град]).

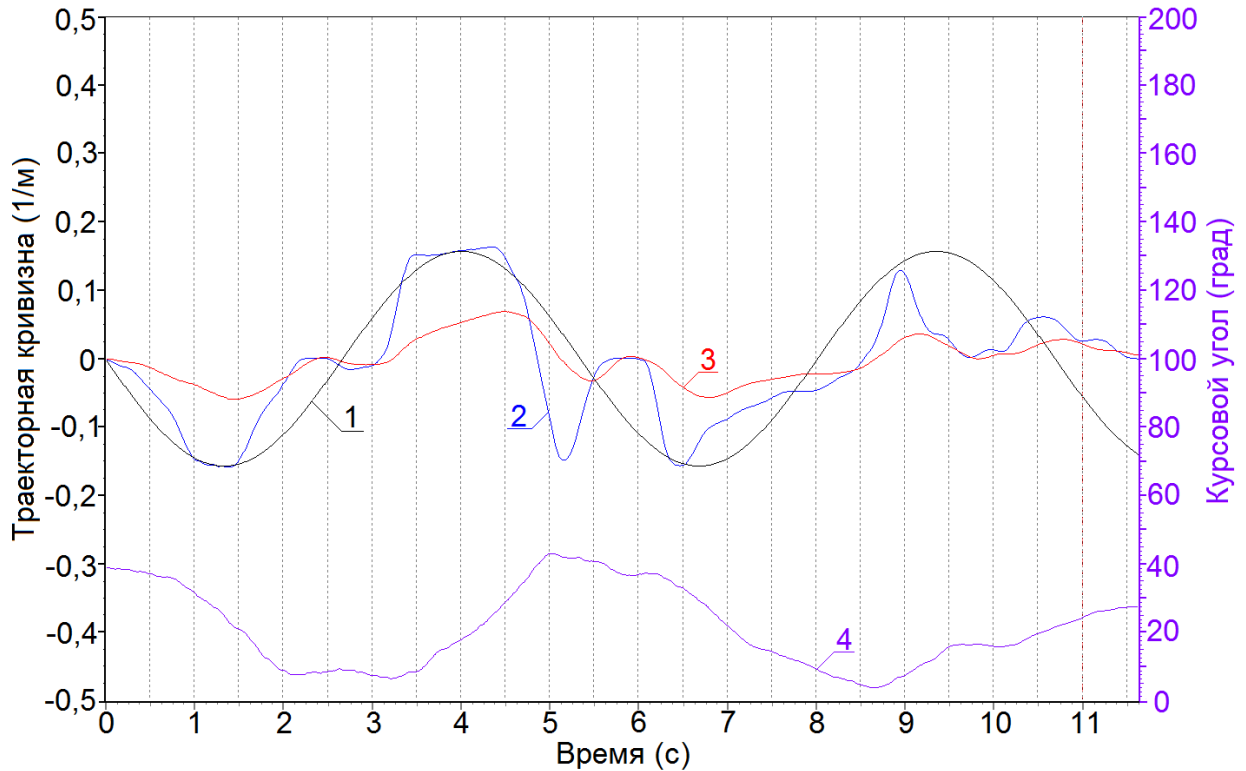


Рисунок 3.11 – Изменение кривизны траектории при повороте машины
 1 – траекторная кривизна (черный); 2 – теоретическая кривизна, рассчитанная по оборотам грузовых валов (синий); 3 – фактическая кривизна (красный); 4 – курсовой угол (фиолетовый)

Значение коэффициента μ в вышеприведенной формуле во многом определяется коэффициентом сопротивления уводу. Значение этого коэффициента у задних опорных катков по абсолютной величине гораздо меньше, чем у передних, так как их движение сопровождается боковым скольжением. При превышении углов скольжения задних опорных катков относительно передних гусеничная машина приобретает свойства избыточной поворачиваемости. При этом продольное смещение полюса поворота превышает 4 метра, т.е. выходит за край опорной поверхности. Продольное смещение полюса поворота приводит к боковому движению машины, определяемого направляющим углом – между направлением абсолютной скорости движения центра масс и касательной к требуемой траектории.

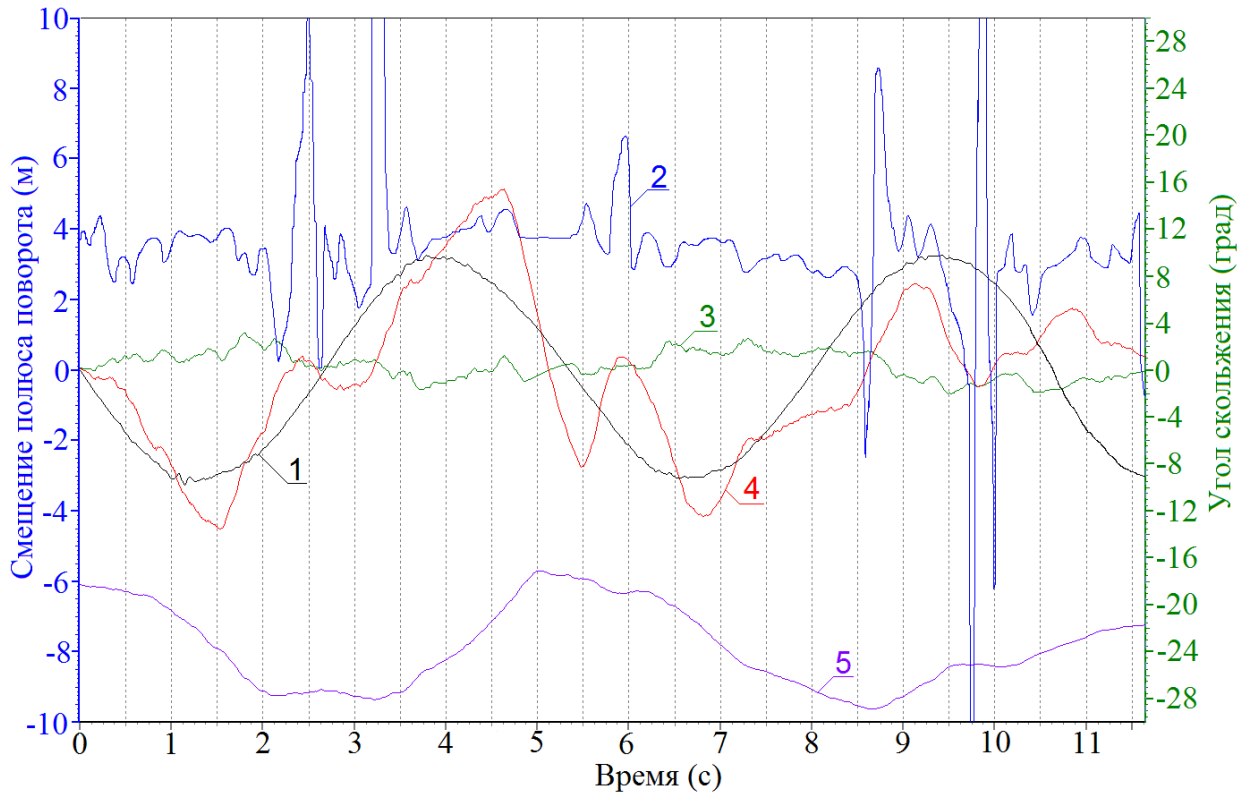


Рисунок 3.12 – Изменение координаты продольного смещения полюса поворота машины

1 – траекторное значение смещения полюса поворота (черный); 2 – экспериментальное значение смещения полюса поворота (синий); 3 – угол скольжения передних опорных катков (зеленый); 4 – угол скольжения задних опорных катков (красный); курсовой угол (фиолетовый).

Величина поворачивающего момента определяется по датчикам, установленным на грузовых валах, соединяющих трансмиссию с бортовыми редукторами, а момент сопротивления повороту определяется по разности $M_c = M_{\pi} - J_z \dot{\omega}$. Вычитаемое определяет величину динамического момента (J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси; $\dot{\omega}$ – угловое ускорение). Поворачивающий момент при движении машины определялся по формуле:

$$M_n = \frac{B}{2} \left(\frac{M_2 - M_1}{r_{вк}} \right) \cdot u_{\delta p},$$

где M_2, M_1 – измеренные значения моментов на грузовых валах.

Фрагмент осциллограммы изменения моментов, характеризующий изменение моментов на соединительных валах приведен на рисунке 3.13.

Фрагмент осциллограммы, характеризующий изменение момента сопротивления повороту машины, приведенный к ведущему колесу показан на рисунке 3.14.

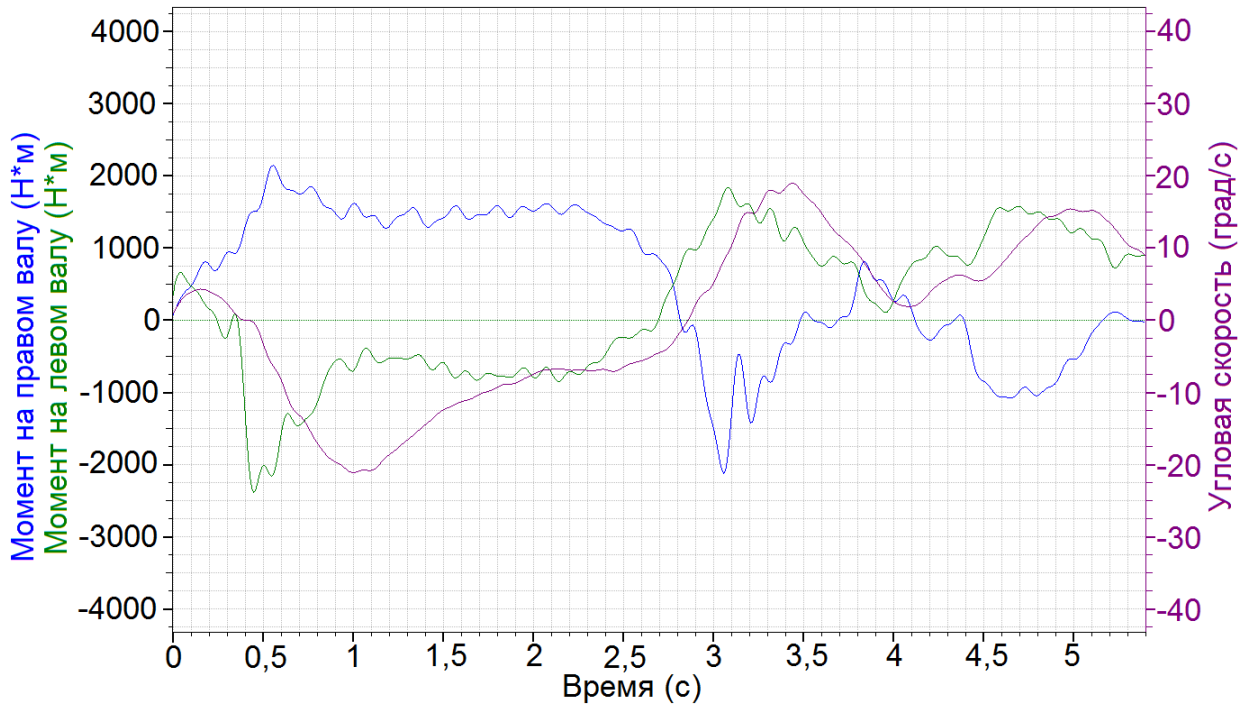


Рисунок 3.13 – Фрагмент осциллограммы изменения моментов на соединительных валах

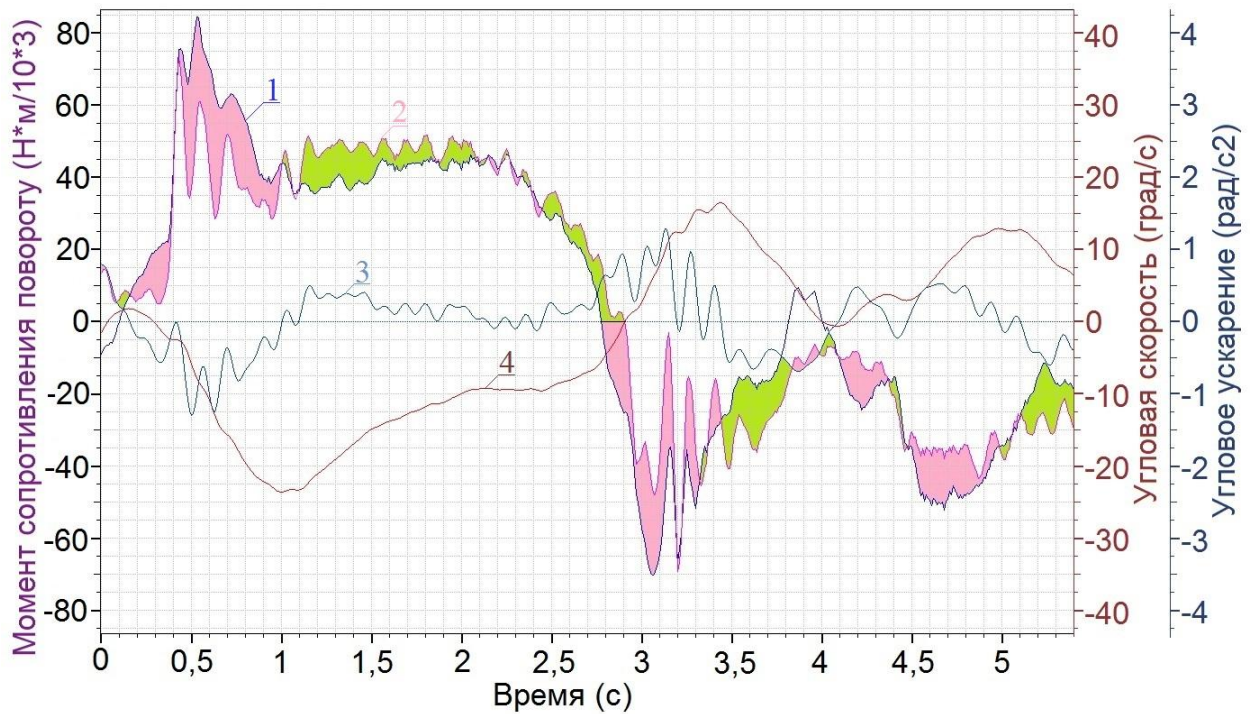


Рисунок 3.14 – Фрагмент осциллограммы, характеризующий изменение момента сопротивления повороту машины

1 – суммарный момент сопротивления повороту (**синий**); 2 – момент сопротивления повороту, формируемый взаимодействием гусеничного движителя с опорной поверхностью (без учета инерционной составляющей - **розовый**); 3 – угловое ускорение машины (**серый**); 4 – угловая скорость поворота машины (**коричневый**).

Из графиков, приведенных на рисунке 3.13 следует, что по времени моменты на соединительных валах опережают друг друга на $0,08...0,11$ [с] из-за разности длин и соответственно податливостей рабочих ветвей гусениц забегающего и отстающего бортов. Максимальные значения момента на забегающей гусенице опережают максимальные значения угловой скорости из-за необходимости преодоления инерционной составляющей момента сопротивления $J_z \dot{\omega}$ (ускорение опережает угловую скорость на четверть периода).

Аналогичное смещение наблюдается и при выходе из поворота.

На осциллограмме красным цветом отмечена величина динамической составляющей момента, дополнительно нагружающая трансмиссию машины. При угловом ускорении $1,5 \dots 2,0$ [рад/с²] величина динамического момента составляет $42...56$ [кНм]. Это значение составляет $0,4...0,5$ от максимального значения момента сопротивления, формируемого взаимодействием гусеничного движителя с опорной поверхностью и, как правило, не учитывается при проектных расчетах фрикционных элементов управления механизмов поворота. При движении машины с замедлением угловой скорости ($\dot{\omega} = 0,2 \dots 0,4$ [рад/с²]) момент сопротивления повороту уменьшается на $5,4 \dots 8,8$ [кНм]. Зеленая область на рисунке характеризует снижение динамической нагруженности трансмиссии при замедлении в процессе поворота.

Особенность машины с ГМТ заключается в том, что возрастающее сопротивление повороту приводит к снижению угловой скорости поворота в силу свойств гидротрансформатора. В связи с этим расчет угловой скорости поворота необходимо производить с учетом характеристики совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

Поворот машины на 3 и 4 передачах осуществляется периодическим включением расчетного радиуса ПМП. Траектория движения представляет собой ломаную линию, приближающуюся к требуемой с отклонением до 7 – 10°. Мгновенные значения кривизны траектории и угловой скорости отличаются от расчетных. Курсовой угол, определяющий направление движения, является интегральной величиной, поэтому его значения не носят ярко выраженного периодического характера. Указанный характер изменения кинематических параметров затрудняет создание систем управления ПМП с обратной связью по угловой скорости и кривизне.

Таблица 3.4 – Параметры оценки качества переходных процессов входа в поворот

Параметры	Движение на передачах					
	1	2	3	4	5	6
Вход в поворот						
Запаздывание реакции, t_z , с	0,3-1,3	0,5-1,2	0,5-1,1	0,3-1,0	0,3-0,9	0,3-0,9
Быстродействие, t_0 , с	1,4-1,5	1,2-1,3	1,4-1,5	1,3-1,4	1,2-1,3	1,1-1,2
Перерегулирование (заброс реакции), %	21-44	21-24	42-45	51-54	59-62	64-66
Длительность переходного процесса, $t_{пп}$, с	2,2-4,9	1,4-2,5	1,5-2,0	1,6-1,8	1,5-1,9	1,6-1,9
Частота колебательного процесса, $\Delta\omega$, рад/с	1,4-2,1	1,0-1,8	1,2	1,0-1,1	1,1	1,0-1,1
Выход из поворота						
Запаздывание реакции, t_z , с	0,4-0,7	0,5-0,6	0,6-1,8	0,8-1,4	1,0-1,6	0,9-1,4
Отрицательная скорость (заброса), $\Delta\omega$, рад/с	0	0-3	3-5	3-6	3-7	3-6
Длительность перехода на режим прямолинейного движения, $t_{пл}$, с	0,1-1,7	1,2-1,4	1,3-2,1	0,8-1,7	0,7-1,5	0,8-1,6

Управляемость оценивалась также при движении ТМ по «змейке» с предельно возможной, по условиям вписываемости в коридор – створы, ограниченными вехами, скоростью. Траектория движения по змейке соответствует синусоида $y = A \sin \omega t$ (A – амплитуда, $A = 1,5B + 0,5 = 2,3$ [м], ω – частота, $\omega = \pi/S$, S – расстояние между вехами, при эксперименте принимаются $S = 10, 15, 20, 30, 40$ и 50 [м]).

3.5 Выводы

В результате выполненных исследований установлено следующее.

- 1) Кинематические и силовые параметры определяющие траекторию управляемого движения гусеничной машины существенно отличаются от расчетных значений. Это связано с недостаточным уровнем формализации процесса буксования движителя при переходных процессах, которые и определяют динамику движения машины.
- 2) Расчет условий вписывания быстродвижущейся машины в ограниченный коридор, синтез регуляторов систем управления движения по известным математическим моделям не отражает физические процессы с требуемой точностью.
- 3) Линейные и угловые координаты положения машины на опорной поверхности движения определяются продольным смещением полюса вращения машины. Координаты могут быть определены точным измерением положения продольной оси машины в пространстве и углов скольжения опорных катков.
- 4) Алгоритмы синтеза перспективных систем управления машин и роботизированных комплексов на их базе представляется возможным создавать на основе современных программно-аппаратных средств, определяющих положение машины в пространстве.
- 5) Поворотливость РТС в режиме дистанционного управления ограничена. Это наблюдается при интенсивном изменении кривизны траектории,

особенно на тестовой "змейке", что может быть связано с невозможностью создать упреждающее управление по двумерному изображению на экране водителя-оператора. Кроме того, поворотливость ограничивается быстродействием системы управления поворотом 2,8 ... 3,7 [с], что в три раза хуже, чем при ручном управлении.

б) Алгоритмы работы систем дистанционного управления движением требуют доработки из-за невозможности реализации заданных в ТЗ режимов прямолинейного движения машины (надежного переключения передач), а так же в повороте (движение машины на заданной скорости с требуемым радиусом).

ГЛАВА 4. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В данном разделе приводятся сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования функции кинематических параметров угловой скорости поворота, кривизны траектории и смещения полюса поворота, а так же силовых - момента поворачивающего и сопротивления поворота. На основе анализа сходимости результатов приводится обоснование новых способов определения требуемого поворачивающего момента, реализуемого системой управления поворотом, а так же коэффициента сопротивления увода и основные направления повышения скоростных свойств гусеничной машины, на основе совершенствования системы управления механизмом поворота.

4.1 Анализ сходимости результатов теоретического и экспериментального исследования

Для оценки адекватности математической модели использовались экспериментальные данные параметров криволинейного движения быстроходной гусеничной машины при ходовых испытаниях. Для определения величин измеряемых параметров полученных при экспериментальном исследовании необходимо осуществить калибровку измеряемых каналов (Приложение П4).

В соответствии с государственным стандартом [19] «Для получения экспериментальных данных с доверительной вероятностью не ниже $P_0=0,95$ определялось минимально возможное число замеров измеряемых параметров на установившихся режимах в процессе ходовых испытаний гусеничной машины.

Для этого определялось среднеквадратическое отклонение

$$D = \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - (\bar{y}))^2}{n-1},$$

где: \bar{y} – математическое ожидание параметра в данный момент времени,

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

где: y_i – значение параметра в i -м замере; n – число пробных опытов, $n = 7$.

Количество повторных опытов определяем по формуле

$$n_{\min} = \frac{\sigma(\bar{x}) \alpha_{CT}}{y \Delta}$$

где α_{cm} – коэффициент Стьюдента, при доверительной вероятности $P_0 = 0,95$ и числе измерений $n = 3$, $\alpha_{cm} = 2,57$.

Для обеспечения заданной точности эксперимента принимаем $n_{\min} = 3$.

Воспроизводимость результатов испытаний определяется степенью совпадения этих результатов при повторных испытаниях. При испытаниях на лабораторном стенде и ходовых испытаниях по дороге с твердым покрытием результаты испытаний должны отличаться не более чем на 10 %. Воспроизводимость результатов испытаний на грунтовой дороге не оценивалась ввиду невозможности поддержания на должном уровне постоянства характеристик дороги на протяжении длительного периода времени.

Не исключенная систематическая погрешность измерений исчисляется в соответствии с положениями ГОСТ 8.207-76 по формуле:

$$\Delta_c = k \sqrt{\Delta_\delta^2 + \Delta_k^2 + \Delta_o^2},$$

где Δ_c – суммарная кинематическая погрешность результатов измерений;

Δ_δ – абсолютная погрешность датчика;

Δ_k – абсолютная погрешность измерительного комплекса;

Δ_o – абсолютная погрешность обработки;

k – коэффициент, определяемый принятой доверительной

вероятностью. Коэффициент k принимается равным 1,1 при доверительной вероятности $P_0 = 0,95$.

С целью оценки адекватности математической модели необходимо было установить принадлежность двух зависимостей того или иного параметра к одной генеральной совокупности. Одна из этих зависимостей является математическим ожиданием случайного процесса, полученным экспериментальным путем, а другая – получена по результатам моделирования. Принадлежность двух кривых одной генеральной совокупности при небольшом объеме выборки оценивалась по критерию Колмогорова-Смирнова. Для этого вычислялось расчетное значение критерия Колмогорова-Смирнова λ_0 и сравнивалось с критическим значением, определенным по таблице: $\lambda_t = 1,315$ при $m = 30$ и $P_0 = 0,95$.

$$\lambda_0 = \max \left| \bar{F}_i(x) - \hat{F}_i(x) \right| \sqrt{m}$$

где $\bar{F}_i(x), \hat{F}_i(x)$ – значение экспериментальной и модельной нормированных зависимостей параметра в i -м сечении.

Экспериментальная $\bar{F}_i(x)$ и модельная $\hat{F}_i(x)$ зависимости параметра номеровались следующим образом

$$F_i(x) = y_i \cdot \Delta t / \sum_{i=0}^t y_i \cdot \Delta t$$

где y_i – среднее значение параметра в i -ом сечении; Δt – ширина сечения.

При выполнении условия $\lambda_0 < \lambda_t$ принималась гипотеза об адекватности теоретического описания исследуемого параметра.

Как показали расчеты, полученные в результате моделирования исследуемого процесса, находятся в пределах доверительного интервала $P_0 = 0,95$ и достаточно точно повторяют характер кривых изменения момента в трансмиссии, полученных в результате эксперимента. Погрешность моделирования в данном случае не превышает 10 %, а в целом по остальным параметрам движения находится в пределах от 7 до 10 %.

Зная ошибку опыта, можно выявить пригодность модели, ее адекватность. Эта проверка осуществлялась с помощью критерия Фишера. При этом модель считается адекватной, если выполняется условие

$$F_p < F$$

где F – табличное значение критерия Фишера; F_p – его расчетное значение

$$F_p = \frac{\sigma_{ag}^2}{\sigma_y^2}$$

где σ_{ag} – оценка дисперсии адекватности

$$\sigma_{ag}^2 = \frac{1}{N - B} \sum_{j=1}^N (Y_j^e - Y_j^p)^2$$

где B – число коэффициентов искомого уравнения; N – число опытов; Y_j^e, Y_j^p – значения функции, полученные соответственно экспериментально в результате j -го опыта и расчетным путем.

Данная процедура статистического оценивания была выполнена для регистрируемых параметров на установившихся режимах движения гусеничной машины.

Как следует из результатов теоретических исследований при выполнении условия устойчивости, движение машины на тестовой змейке является вполне управляемым. Вход в поворот и выход из него происходит со смещением по фазе угловой скорости поворота относительно управляющего воздействия. Гусеничная машина проявляет свойства линейной динамической системы, т.е. реакция на гармоническое возмущение управления является гармонической функцией той же частоты, но сдвинутой по фазе на некоторый угол. Амплитуда реакции гусеничной машины на управляющее воздействие при соответствующем учете юза и буксования гусениц достаточно точно (до 11...15 %) совпадает с экспериментальными данными. Отклонение экспериментального значения амплитуды угловой скорости связанной с тем, что реальное управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ отличается от расчетного гармонического. Из экспериментальных данных следует, что при входе в

поворот переход ведущего колеса отстающего борта из режима тяги в тормозной сопровождается сложными динамическими явлениями, приводящими к нелинейной упругой характеристики. Натяжение, компенсирующее провисание свободной ветви гусеницы приводит к дополнительному запаздыванию реакции.»

4.2 Сопоставление результатов теоретического и экспериментально исследования

Из сопоставления результатов теоретического и экспериментального исследования установлено, что реальные (экспериментальные) значения кинематических параметры (ω и k) отличаются в 1,5...2,1 раза вследствие юза и буксования гусениц. Ввиду отсутствия точных методов оценки параметров буксования движителя, целесообразно при проектном расчете использовать экспериментальные значения.

К силовым параметрам относятся требуемые значения поворачивающего момента и коэффициента сопротивления боковому уводу. Из данных приведенных в разделе 3 следует, что известные методы определения силовых параметров не соответствуют реальным, в связи с этим предлагается следующий способ определения требуемого поворачивающего момента.

Количественные закономерности изменения параметров приводятся на отдельных фрагментах осциллограмм.

При повороте гусеничной машины, движущейся с большой скоростью, центробежная сила приводит к продольному смещению центра поворота на расчетную (траекторную) величину $\chi = \frac{v^2 Lk}{2\mu g}$. Приведенное уравнение получено при равномерном движении по окружности и допущении о линейности характеристики коэффициента сопротивления уводу. В реальных условиях движения, в том числе с переменной кривизной траектории, смещение центра поворота существенно отличается от расчетного значения (график 2, рисунок 4.1). Это связано с тем, что у задних осей опорных катков углы увода больше,

чем у передних (соответственно 15...16 и – (3...4) [град], см. график 3 и 4, рисунок 4.1). Значение коэффициента μ в вышеприведенной формуле во многом определяется коэффициентом сопротивления уводу. Значение этого коэффициента у задних опорных катков по абсолютной величине гораздо меньше, чем у передних, так как их движение сопровождается боковым скольжением, а значение коэффициента сопротивления уводу равно $C_y = \frac{\partial P_y}{\partial \theta}$. При превышении углов скольжения задних опорных катков относительно передних гусеничная машина приобретает свойства избыточной поворачиваемости. При этом продольное смещение полюса поворота превышает 4 метра относительно кормы, т.е. выходит за край опорной поверхности. Продольное смещение полюса поворота приводит к боковому движению машины, определяемого направляющим углом – между направлением абсолютной скорости движения центра масс и касательной к требуемой траектории.

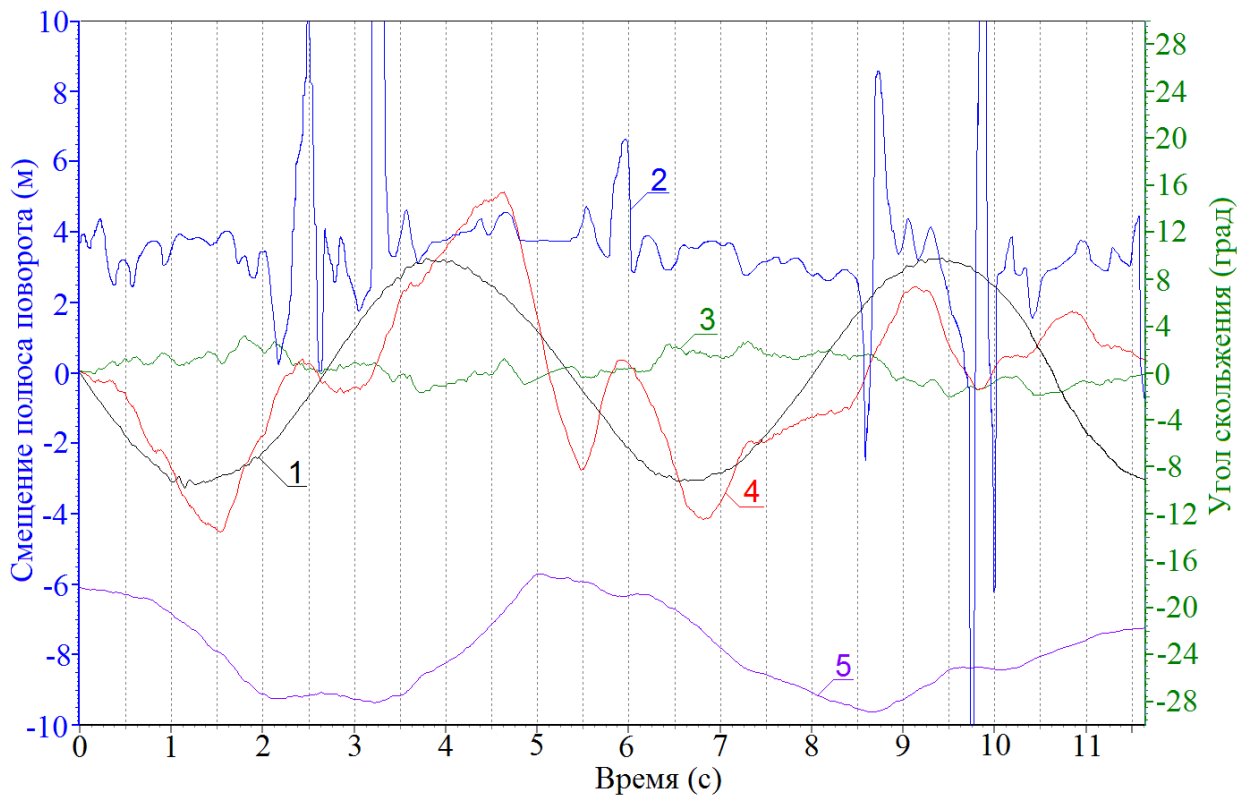


Рисунок 4.1 – Изменение координаты продольного смещения полюса поворота машины

1 – траекторное значение смещения полюса поворота (черный); 2 – экспериментальное значение смещения полюса поворота (синий); 3 – угол скольжения передних опорных катков (зеленый); 4 – угол скольжения задних опорных катков (красный); 5 – курсовой угол (фиолетовый).

Водитель к этому явлению адаптируется и при управлении компенсирует отклонение не курсового, а бокового угла. Величина этого угла определяется детерминированной и случайной составляющими. Величина детерминированной составляющей бокового угла θ может быть определена по уравнению системы, описывающей боковое движение машины [6]:

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n c_{yi} \theta_c + \left(nV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

Подставляя значения $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_y}{dt \cdot V}$, получим: $\theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i}{\sum_{i=1}^n c_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{i=1}^n c_{yi}} \cdot \frac{dV_y}{dt}$.

Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью ω_ϕ и коэффициентом, $K_{\theta_c} = \omega_\phi \left(\frac{mV - \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i}{\sum_{i=1}^n c_{yi}} \right)$ зависящим от скорости. Для

гусеничной машины массой 12 т этот коэффициент с ростом скорости от 3 до 7,5 [м/с] экспоненциально возрастет от 0,01 до 0,25. Величина бокового угла $\theta_c (K_{\theta_c})$ пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формирующая боковой угол $\frac{m}{\sum_{i=1}^n c_{yi}} \cdot \frac{dV_y}{dt}$, для гусеничной машины пропорциональна боковому

ускорению $\frac{dV_y}{dt}$. Предельное по боковому заносу боковое ускорение $\frac{dV_y}{dt} = \mu g$, и

для песчаной дороги ($\mu=0,55$) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на 0,28 [рад] (16 [град]), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность траектории. Результаты расчета показывают, что движение машины с большой скоростью приводит к

продольному смещению полюса поворота относительно центра масс машины на величину 0,75...0,8 м, а крайней габаритной точки кормы на величину до 1,5 м. Однако результаты экспериментального исследования показывают, что действительное смещение полюса поворота гораздо выше и превышает 2 м. Таким образом, реальная траектория движения при юзе и буксовании движителя существенно отличается от расчетной.

4.3 Разработка нового способа определения поворачивающего момента и коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков реализуемого системой управления поворотом и их зависимости от кривизны траектории и других кинематических параметров

В содержание этого раздела изложено в публикации журнале входящего в перечень ВАК [51] «К силовым параметрам относятся значения моментов поворачивающего и сопротивления повороту, а так же зависимости коэффициента сопротивления уводу C_y опорных катков от значений углов скольжения.

Экспериментальное значение величины поворачивающего момента определяется по датчикам, установленным на грузовых валах, соединяющих трансмиссию с бортовыми редукторами, (рисунок. 3.13).

В разделе 1 приводится анализ способов экспериментального определения поворачивающего момента и его зависимости от кривизны траектории и других кинематических параметров. Учитывая ряд недостатков известных способов, в данной работе предлагается разработка нового способа на основе использования современных измерительных комплексов и их программно аппаратного обеспечения.»

На рисунке 4.2 показана схема информационно-измерительного комплекса, который позволяет реализовать предлагаемый способ определения требуемого поворачивающего момента системы управления поворотом гусеничной машины, на рисунке 4.3 – блок схема алгоритма, определяющего

последовательность действий определения поворачивающего момента, а на рисунке 4.4 примеры графической интерпретации результатов измерений.

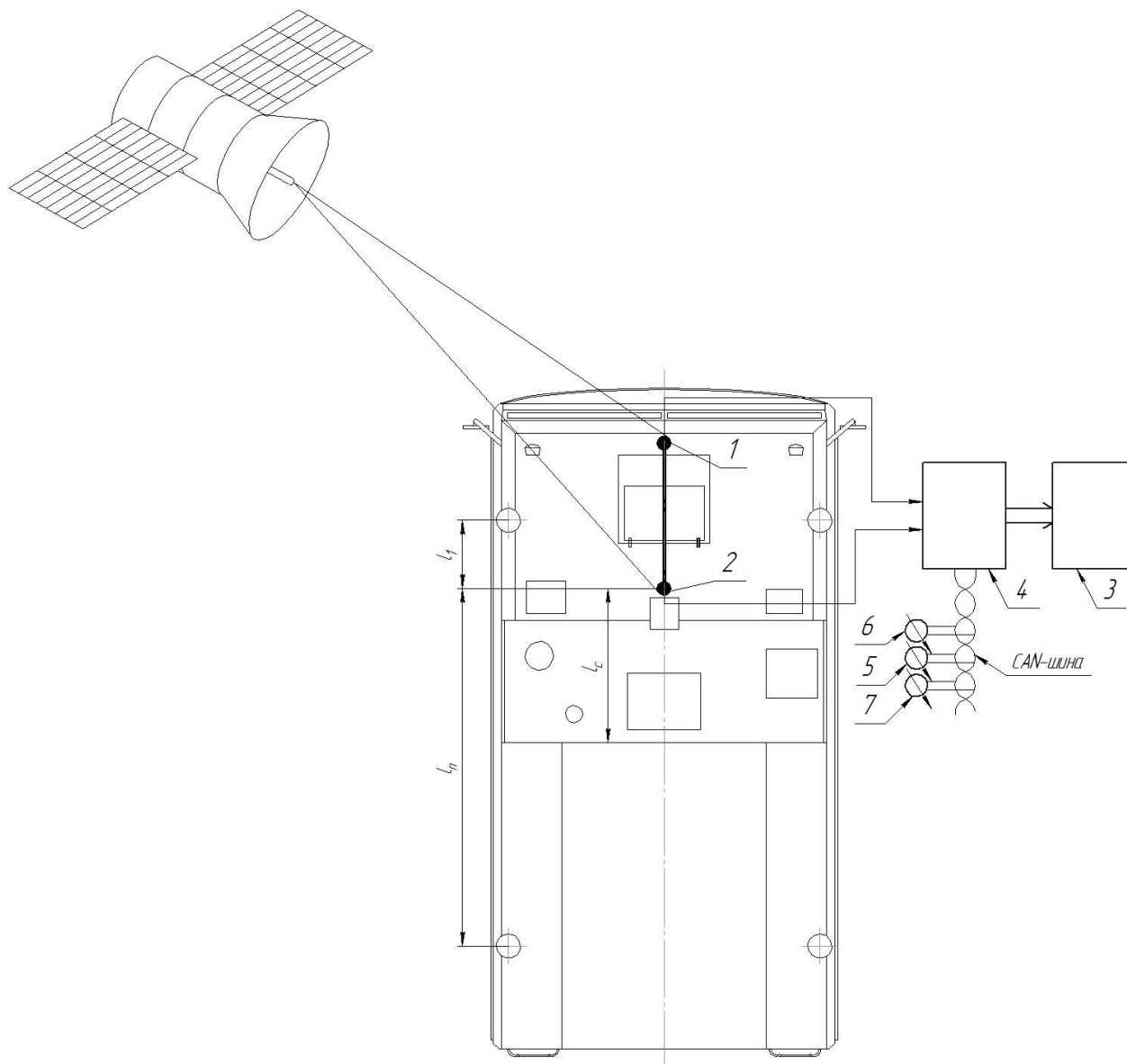


Рисунок 4.2 – Схема информационно-измерительного комплекса для экспериментального определения поворачивающего момента

Для реализации предлагаемого способа на гусеничную машину устанавливается информационно-измерительный комплекс Racelogic, программно-аппаратное обеспечение которого позволяет автоматически производить статистическую обработку, регистрацию и хранение информации, реализующий GPS/GLONASS технологию глобального позиционирования. Комплекс позволяет измерять, рассчитывать и регистрировать силовые

параметры – давление рабочей жидкости в силовых магистралях гидропривода системы управления поворотом гусеничной машины, и кинематические: V – линейная скорость движения машины, φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ – соответственно, угол поворота, угловая скорость поворота и угловое ускорение, Θ_{ki} , Θ_c – соответственно углы бокового увода крайних опорных катков, число которых i , $i = 1..6$, а также угол увода центра масс машины. Информационно-измерительный комплекс (Рисунок 4.2) включает в себя две спутниковые антенны 1 и 2, установленные на крыше корпуса гусеничной машины вдоль её продольной оси. Спутниковые антенны 1 и 2 электрически соединены с блоком регистрации 3 через блок 4 расчета параметров. Датчики давления 6 и 7 рабочей жидкости в силовых магистралях гидропривода системы управления поворотом и угла поворота штурвала через CAN-шину соединены с блоком 4.

Предлагаемый способ экспериментального определения требуемого поворачивающего момента осуществляется по алгоритму, блок-схема которого приведена на рисунке 4.3.

1. Определение поворачивающего момента производится для нескольких типов испытательной трассы – окружность определенного радиуса, тестовая змейка с определенной длиной полуволны направляющей синусоиды, переставка при параметрах дороги ширина полосы H и расстояние от контрольной точки до начала переставки до ее выполнения d . Выбор осуществляется из условия обеспечения движения с требуемыми техническим заданием кинематическими параметрами $(V, \varphi, \dot{\varphi})$ или в соответствии со стандартом на испытание машины (блок 1).

2. По чертежно технической документации определяются и вводятся в программу расчета поворачивающего момента следующие параметры конструкции машины (блок 2):

- масса машины m ;
- момент инерции вокруг вертикальной оси J_z ;
- передаточные числа от гидромотора до солнечной шестерни U_{MC} ;
- передаточное число согласующего редуктора;

- передаточное число от солнечной шестерни до водила U_{CP} ;
- передаточное число от бортового редуктора $U_{бр}$;

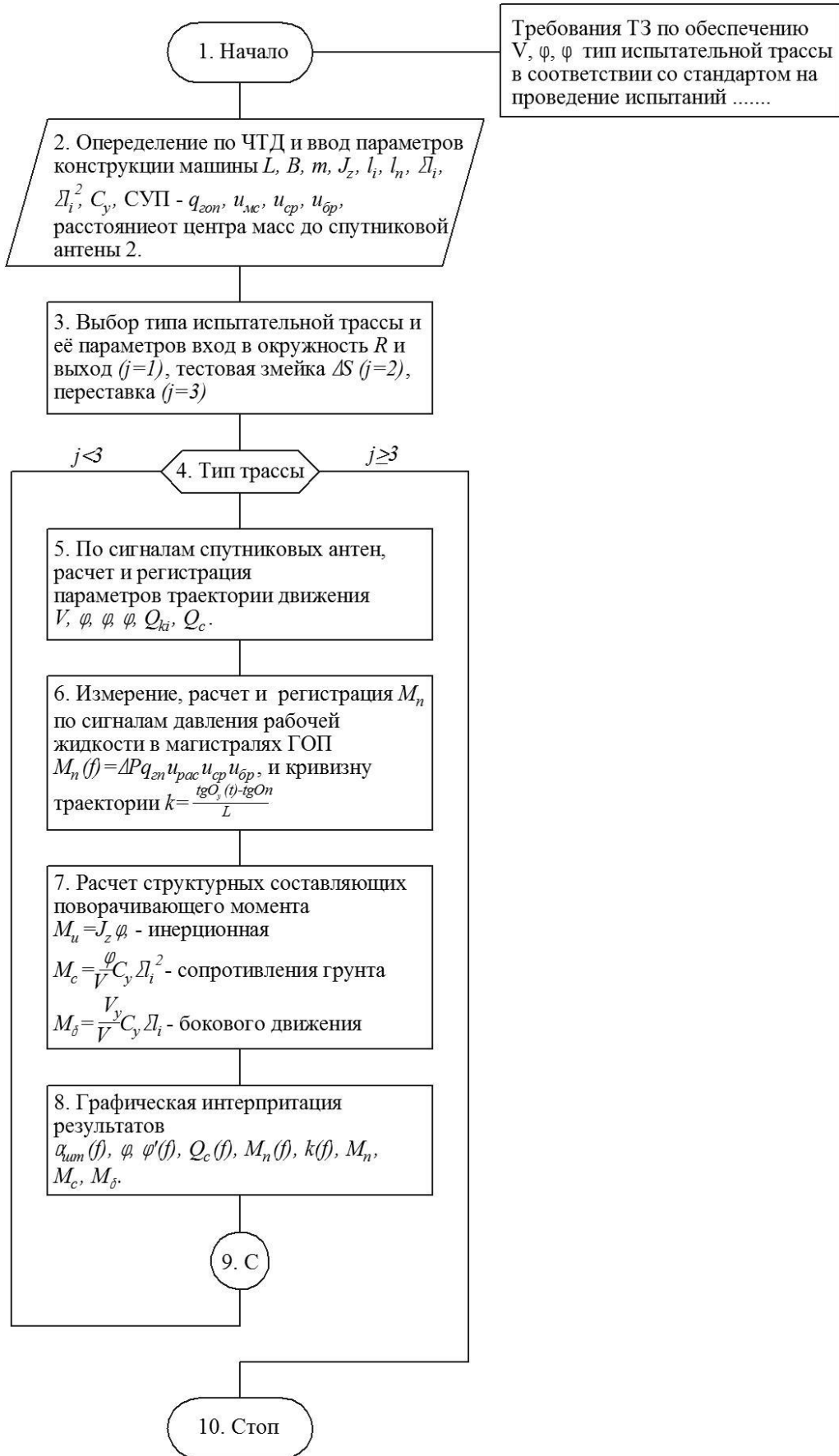


Рисунок 4.3 – Блок схема алгоритма, определяющего последовательность действий определения поворачивающего момента

- постоянная гидропривода ГОП СУП $q_{\text{ГОП}}$;
- длина опорной поверхности машины L ;
- ширина колеи машины B ;
- сумма продольных координат осей опорных катков $\sum l_i$ относительно центра масс;
- сумма $\sum l_i^2$ их квадратов;
- приведенная жесткость рабочих ветвей гусениц и системы подрессоривания C_{np} ;
- координаты расположения спутниковых антенн относительно центра масс;
- расстояния от спутниковой антенны 2 до осей последних l_k и первых l_1 опорных катков.

3. Выбор типа испытательной трассы и ее параметров:

1. Вход в окружность радиуса R и выход из нее ($j=1$),
2. Тестовая змейка с длиной полуволены ΔS ($j=2$),
3. Переставка при ширине полосы дороги H и расстояние от контрольной точки начала переставки до ее выполнения d ($j=3$)

Испытания «переставка $d=16$ м», «переставка $d=35$ м» предназначены для определения максимальной скорости маневра при смене полосы движения на ограниченном участке пути.

4. В дальнейшем организуется циклический расчет (блок 4) для каждого типа трассы.

5. На основе сигналов спутниковых антенн 1 и 2 в соответствии с программно аппаратным обеспечением информационно измерительный комплекс в блоке 4 (рисунке 4.2) определяется, а в блоке 3 регистрируются в процессе движения гусеничной машины следующие параметры V , φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$, θ_{ki} , θ_c .

6. По сигналам датчиков угла поворота штурвала 5, давления 6 и 7 (рисунок 4.7) по CAN-шине передается функция давление рабочей жидкости в силовых магистралях гидропривода, рассчитывается и регистрируются значение требуемого поворачивающего момента $M_n(t) = P(\alpha_{um}) q_{ГОП} \cdot U_{MC} \cdot U_{CP} \cdot U_{бр}$. Кривизна траектории k определяется в блоке 4 (рисунок 4.7) по сигналам спутниковых антенн 1 и 2 по значениям углов увода крайних опорных катков

$$k(t) = \frac{tg \Theta_3(t) - tg \Theta_n(t)}{L}.$$

7. По сигналам спутниковых антенн 1 и 2 в блоке 4 определяется структурные составляющие поворачивающего момента:

- инерционная $M_u = I_z \ddot{\varphi}$;
- сопротивление повороту формируемое взаимодействием движителя с грунтом опорным и основанием $M_c = k C_y \Sigma l_1^2$;
- сопротивление повороту формируемое боковым движением $M_\Theta = \Theta C_y \Sigma l_1$.

8. Результаты определения кинематических и силовых параметров регистрируются в блоке 3 (рисунок 4.2) и выдаются в виде табличной и графической информации (рисунок 4.4) как функции времени $\alpha_{um}(t), \dot{\varphi}, \varphi(\ddot{t}), \Theta_c(t), M_n(t), k(t), M_u(t)$ и др.

9. После выполнения интерпретации результатов определения (блок 9) расчет повторяется для всех видов трасс. По выполнению данного алгоритма расчета процесс заканчивается (блок 10).

Из графиков рисунок 4.4 следует, что величина динамического момента при входе машины в поворот составляет до 45% от суммарного поворачивающего момента и по фазе опережает его. При выходе машины из поворота величина динамической составляющей момента составляет до 52%. Реакция машины на управляющее воздействие (перемещение штурвала) по угловой скорости поворота запаздывает на 1,5..2,1 [с]. Фактическая угловая скорость поворота машины, как и кривизна траектории, в 1,5..2,1 раза меньше расчетных значений, что вызвано буксованием движителя.

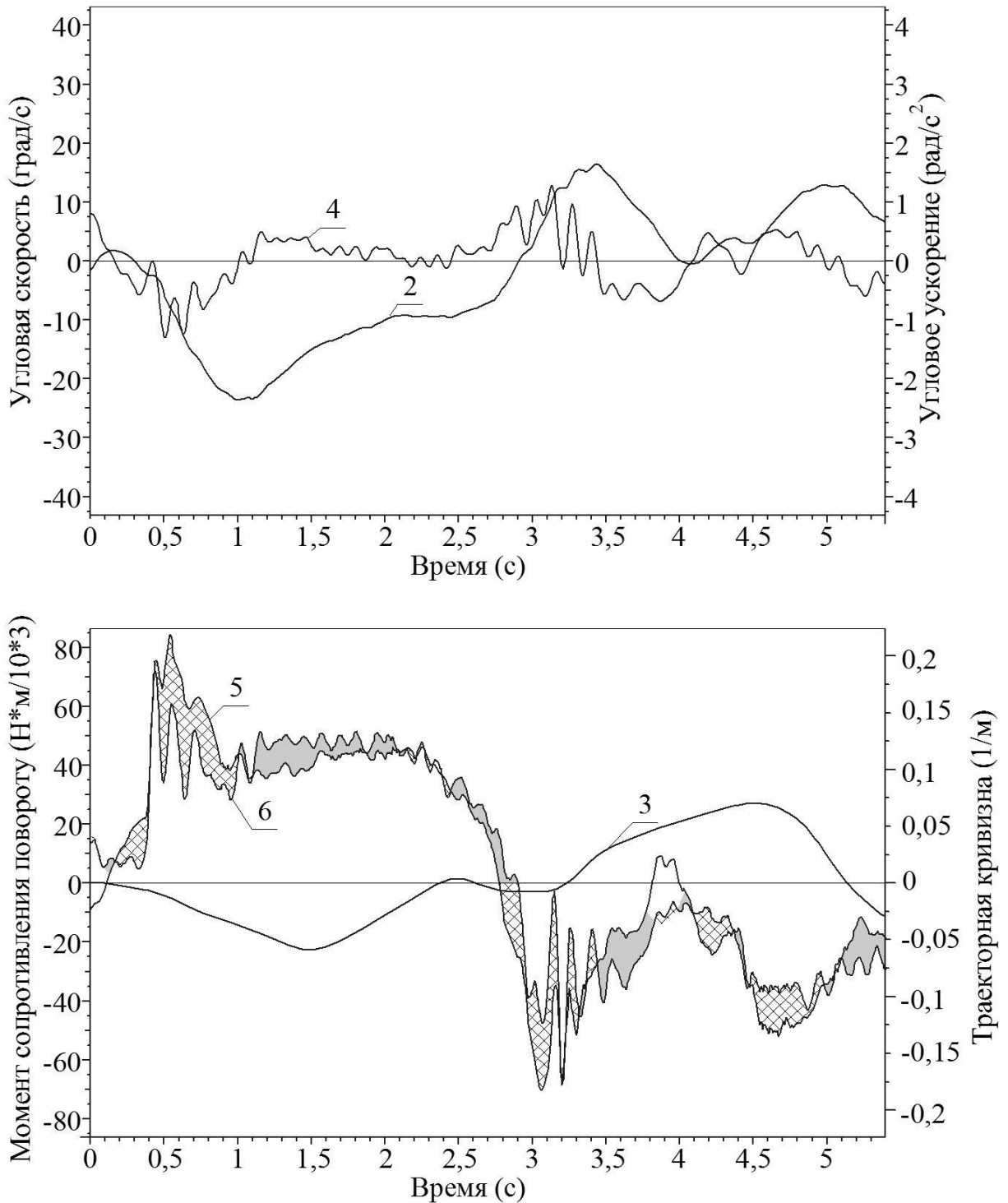


Рисунок 4.4 – Примеры графической интерпретации результатов измерений

Эффективность предлагаемого способа определения поворачивающего момента, его зависимости от кинематических параметров траектории движения гусеничной машины в повороте, в том числе при переходных процессах, позволяет повысить точность измерения в 1,5..2,1 раза. Это способствует обоснованному выбору параметров конструкции системы управления

поворотом при проектировании гусеничных машин и при создании мобильных роботов на их базе, более точной оценки подвижности машин на ранних этапах их создания. Монтаж информационно измерительного комплекса на испытываемую машину гораздо проще и менее трудоемок по сравнению с аналогом и прототипом. Кроме того, автоматизация процесса получения информации ее обработка и хранение снижает трудоемкость проведения испытаний и исключает субъективный фактор.

Перейти к определению коэффициента сопротивления уводу.

Из результатов выполненных теоретических результатов и исследований следует, что при моделировании динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин одним из основных параметров является значение поворачивающего момента. В данной работе принято, что при переходных процессах входа в поворот, учитывая определенную аналогию шин опорных катков с эластичными колесами, момент сопротивления грунта, момент сопротивления повороту, формируемый грунтом, определяется на основе теории бокового увода. Для этого вводится коэффициент сопротивления боковому уводу опорных катков. В этом случае момент сопротивления повороту равен

$$M_c = \frac{\phi}{v_x} \sum_{i=1}^n C_{y_i} (\chi - l_i)^2 \quad (4.1)$$

где M_c – момент сопротивления грунта, C_{y_i} – коэффициент сопротивления уводу i -го катка, l_i – расстояние от центра масс до оси i -го катка.

При движении гусеничной машины с большой скоростью ее поворот происходит с существенным продольным смещением полюса на величину χ . Поэтому в общем случае уравнение (4.1) вместо множителя l_i^2 необходимо подставить $(l_i - \chi)^2$, где

$$\chi = \frac{\dot{x}^2 kL}{2\mu g}$$

где: χ – смещение полюса поворота, \dot{x} – продольная скорость, k – кривизна траектории, L – длина опорной части гусеницы, μ – коэффициент сопротивления повороту, g – ускорение свободного падения.

Значение коэффициента сопротивления уводу C_y эластичной шины определяется по уравнению – частной производной:

$$C_y = \frac{\partial P_y}{\partial \theta}$$

где: C_y – коэффициент сопротивления уводу, P_y – является функцией угла бокового увода и вертикальной силы, его нагружающей, определяется экспериментально на специальном стенде, θ – угол увода.

Однако применительно к опорным каткам гусеничных машин при определении значения C_y необходимо учесть свойства конструкции блока подвески опорного катка, его взаимодействия с опорной поверхностью дороги через гусеницу. Кроме того, в условиях движения машины происходит интенсивный нагрев шин и вариация значения C_y , вплоть до необходимости снижения скорости движения по условиям нарушения устойчивости. При качении опорных катков по беговой дорожке гусеницы при периодическом изменении жесткости приводят к параметрическим колебаниям опорных катков в вертикальной плоскости, соответственно и к вариации вертикальных сил, нагружающих шину опорного катка и значение C_y . В связи с тем, что реальное значение C_y в процессе движения машины существенно изменяется, необходим точный способ его определения. Определение коэффициента сопротивления уводу при движении по двум грунтам определялось по значению поворачивающего момента. В рассматриваемой работе значения коэффициента сопротивления уводу определялось по экспериментальным данным в соответствии со следующей зависимостью:

$$C_y = \frac{M_n - J_z \dot{\omega}}{k \sum_{i=1}^n l_i^2}$$

где: M_n – поворачивающий момент, k – кривизна траектории, l_i – расстояние от центра масс до оси i -го катка, θ – угол увода.

Результаты определения $C_y(\theta)$ для двух грунтов приведены на рисунке 4.5.

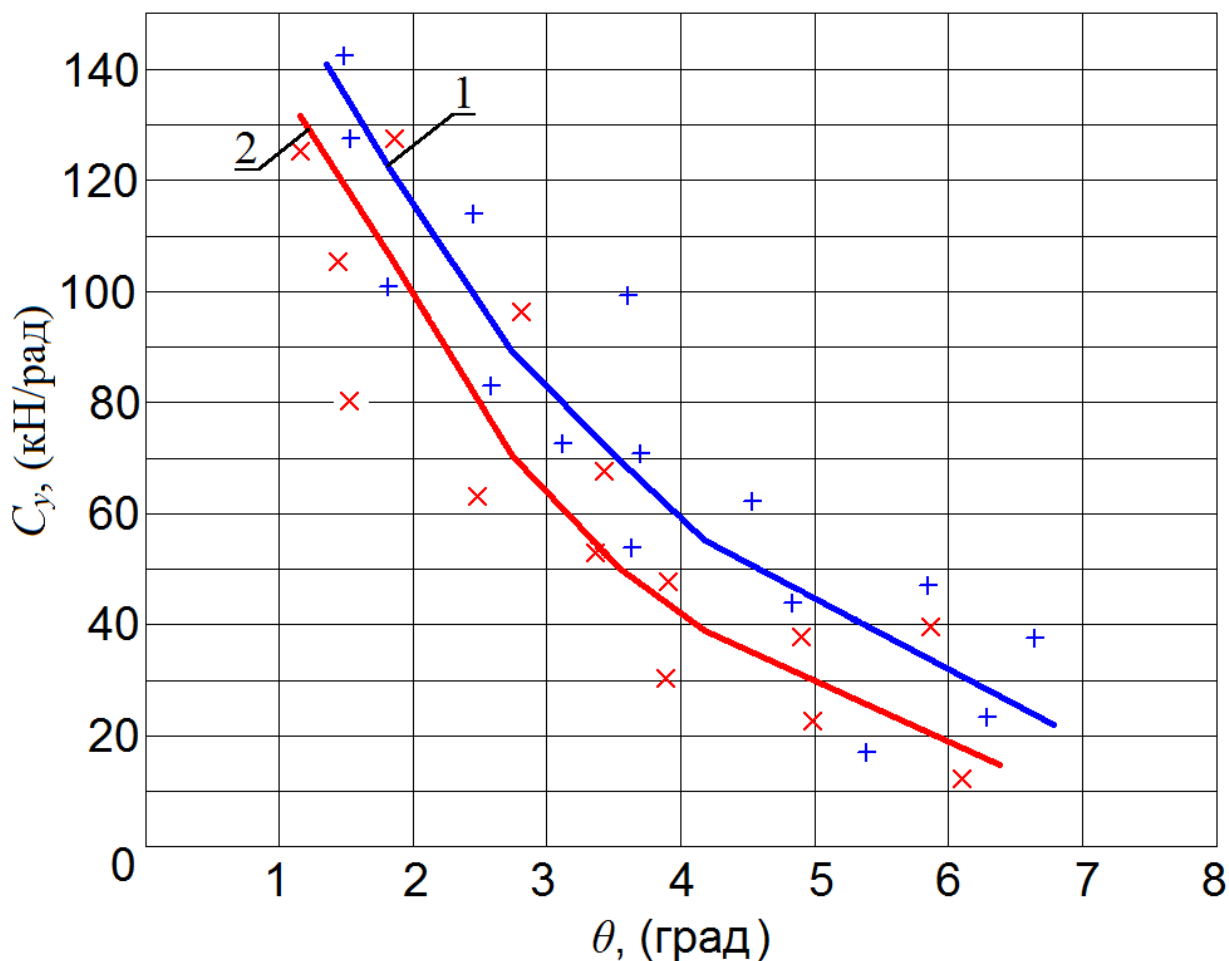


Рисунок 4.5 – Зависимость коэффициента сопротивления уводу от угла скольжения.

1 – дернистый грунт (красный), 2 – песчаный грунт (зеленый).

Из графика, изображенного на рисунке, следует, что эта функция может быть описана уравнением:

$$C_y(\delta) = a \cdot \delta^b + c$$

a, b, c – коэффициенты, полученные при аппроксимации

для песчаного грунта

$$a = 9.307 \cdot 10^9$$

$$b = -1.156 \cdot 10^{-6}$$

$$c = -9.307 \cdot 10^9$$

для дернистого грунта

$$a = -1.337 \cdot 10^5$$

$$b = 0.1$$

$$c = 1.808 \cdot 10^5$$

Таким образом, коэффициент сопротивления боковому уводу, формирующий момент сопротивления грунта опорной поверхности, является не постоянной величиной, а сложной нелинейной функцией, зависящей от бокового движения, конструкции блока подвески опорных катков, температуры их шин, процесса взаимодействия опорных катков с грунтом через гусеницу и других параметров. Для более точного экспериментального определения значений коэффициента бокового увода шин опорных катков гусеничных машин их зависимости от бокового угла разрабатывается следующая система приведенная в пункте 4.4.

4.4 Система дистанционного телеметрического измерения коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков гусеничных машин

Эффективность предлагаемой системы заключается в том, что представляется возможным измерять коэффициент сопротивления уводу с учетом взаимодействия шин опорных катков с дорогой через гусеницу, а также с учетом деформации балансира в реальных условиях движения машины т.е. значения вертикальной силы температуры шин углов увода. Это создает предпосылки совершенствования программ управления РБТК и адекватного моделирования процесса управляемого движения. Кроме того, снижается трудоемкость измерения коэффициента сопротивления боковому уводу шин, так как измерения осуществляются без остановки машины. Предлагаемая конструкция системы позволяет экспериментально определить с высокой точностью характеристику бокового увода шин опорных катков при устранении субъективного фактора, повысить производительность, снизить трудоемкость измерений путем автоматизации измерения, последующей обработки результатов, анализа и хранения информации.

Для определения характеристики бокового увода шин опорных катков гусеничных машин невозможно учесть особенность взаимодействия шин с дорогой через гусеницу с опорной поверхностью и деформацию балансира блока подвески. Кроме того, не представляется возможным учесть множество факторов приведенных выше, действующих на шины опорных катков гусеничной машины в процессе движения и влияющих на значения коэффициента сопротивления боковому уводу.

В связи с этим предлагается система дистанционного (телеметрического) измерения коэффициента сопротивления уводу шин опорных катков, которая является дальнейшим развитием прототипа, исключает указанные выше недостатки на основе реализации современных инновационных технологий. В предлагаемой конструкции системы коэффициент сопротивления уводу определяется в реальных режимах движения гусеничной машины. Значения этого коэффициента определяется, как и в прототипе по характеристике бокового увода. При этом боковые силы определяются по сигналам датчиков боковых сил, устанавливаемых на балансирах блоков подвески, а значения углов бокового увода отдельных опорных катков определяется на основе измерений с использованием спутниковой навигационной системы ориентации.

На рисунке 4.6 показана схема крепления измерительной и передающей части системы на балансирах блока подвески опорного катка, а так же схема крепления принимающей и регистрирующей части системы на корпусе машины.

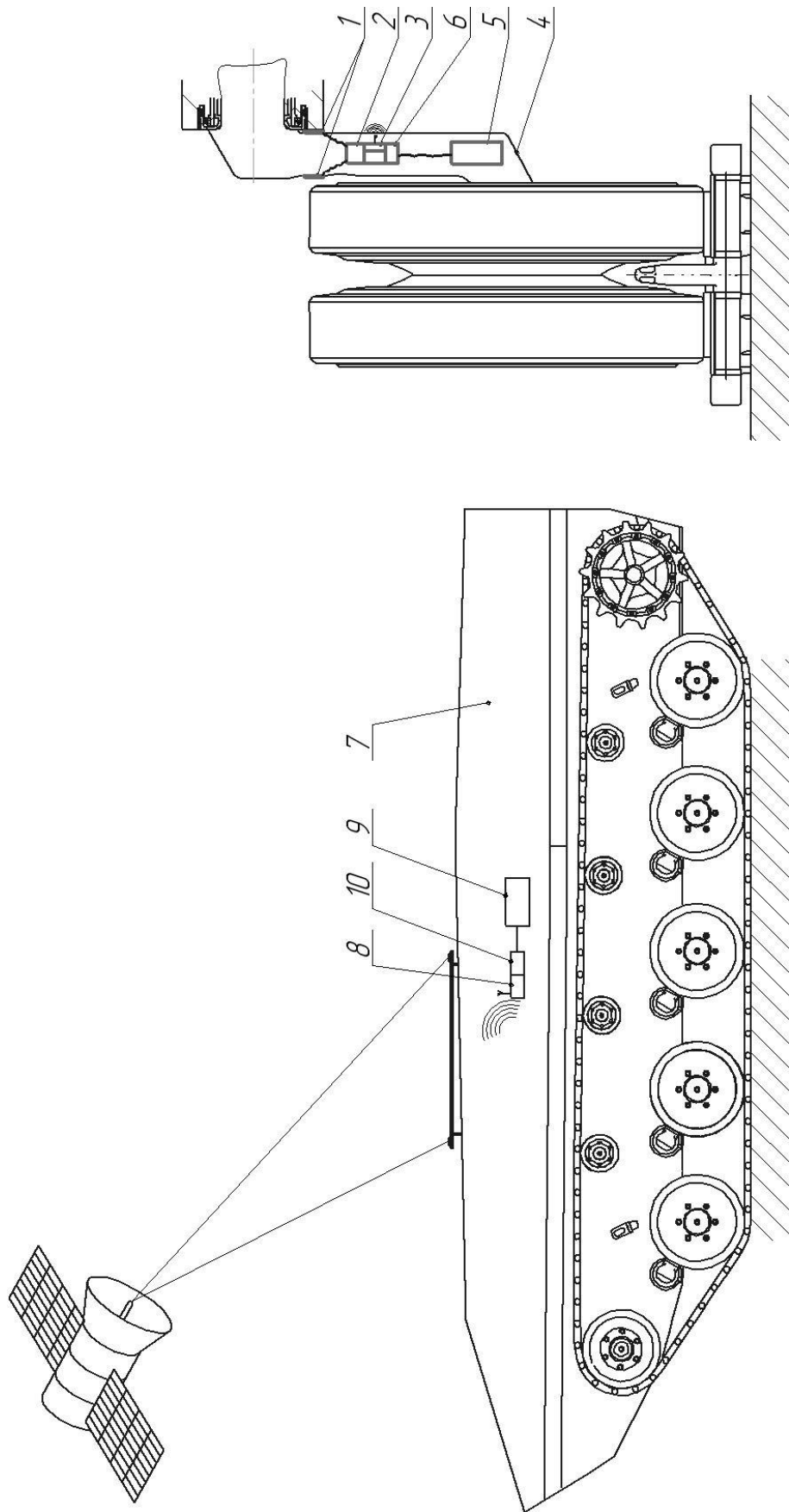


Рисунок 4.6 - Схема установки аппаратуры на машину

Система измерения (рисунок 4.6) включает датчик боковой силы 1, расположенный в наиболее чувствительной части стебля балансира блока подвески, разъем датчика 1 соединен с микроконтроллером 2, например, Atmel ATmega328. К выходному порту микроконтроллера 2 подключается радиомодуль 3 (передающая антенная), например, NRF24L01. Микроконтроллер 2 и радиомодуль 3 крепятся к оси балансира опорного катка 4. К оси опорного катка 4 крепится вибрационный харвестер 5, например, V21B2 фирмы Volture. Харвестер 5 через преобразователь напряжения 6, например, Seiko Epson S-882Z, соединен с микроконтроллером 2 и радиомодулем 3. Датчик боковой силы 1, микроконтроллер 2, радиомодуль 3, харвестер 5 и преобразователь напряжения 6 образуют измерительно-передающую часть системы. Принимающая и регистрирующая часть системы (фиг. 2) размещены на корпусе 7 быстроходной гусеничной машины и включает ответный радиомодуль 8, функции которого могут быть реализованы устройством NRF24L01. Радиомодуль 8 соединен с компьютером 9 через микроконтроллер 10, например, Atmel ATmega328.

Величина углов увода шин опорных катков измеряется спутниковой навигационной системой Racelogic по координатам осей опорных катков относительно антенн Racelogic. Измеренные значения углов увода шин опорных катков отдельных осей так же подаются на микроконтроллер 10.

Работает предлагаемая система следующим образом. В процессе движения машины происходят колебания опорных катков и закрепленного на оси опорного катка харвестера 5. При механических колебаниях харвестер 5 вырабатывает электрическую энергию, являясь автономным источником питания передающей части системы. Стабилизация питающего напряжения для передающей части системы осуществляется преобразователем напряжения 6. Аналоговый сигнал датчика 1 боковой силы поступает на микроконтроллер 2, который преобразует его в цифровой сигнал. Подключенный к выходному порту микроконтроллера 2 радиомодуль 3, передает данные с датчика 1. Прием переданного сигнала осуществляется ответным радиомодулем 8, который для

регистрации и обработки сигнала передается к компьютеру 9 через микроконтроллер 10. Значения боковых сил и соответствующих углов увода шин опорных катков статистически обрабатывается, синхронизируется во времени и строится характеристика бокового увода шин опорных катков в виде зависимости боковой силы от угла увода. По этой характеристике определяется коэффициент сопротивления уводу как производная выше приведенной характеристики. Полученные значения используются в программе управления движением РБТК при управлении поворотом из условия обеспечения устойчивости и компенсации отклонения траектории движения с требуемой точностью.

4.5 Факторы ограничивающие быстроходность гусеничных машин и обоснования направленные для её повышения

Основные материалы данного раздела опубликованной в журнале перечня ВАК [51]. Обоснование ведется на основе анализа результатов исследования динамики управляемого движения, которое осуществляется в соответствии с математической моделью, имеющей физический смысл при выполнении условий устойчивости. При неустойчивом движении возмущения, в том числе случайные, приводят к существенным и быстрым отклонениям параметров траектории движения, которые водитель обнаруживает с запаздыванием. Затем следует запаздывание в создании управляющего воздействия и только после этого корректируются параметры траектории. Управление движением при неустойчивости требует высокой квалификации водителя, приводят к боковому заносу, съезду с дороги, утомляемости водителя и во всех случаях снижению скорости движения по условиям безопасности. При движении с большой скоростью устойчивость снижается вследствие действия центробежной силы в процессе поворота. Условия статической устойчивости принято определять неравенством производных моментов поворачивающего M_{Π} и сопротивления повороту M_c по кривизне $k = \frac{\dot{\phi}}{v}$: $\frac{\partial M_c}{\partial k} > \frac{\partial M_{\Pi}}{\partial k}$, где момент

сопротивления повороту равен $M_c = \frac{\dot{\phi}}{v} \sum_{i=1}^n C_{y_i} (l_i - \chi)^2$, а продольное смещение полюса поворота $\chi = \frac{v^2 L k}{2\mu g}$,

где: $\dot{\phi}$ - угловая скорость поворота,

v – линейная скорость движения,

C_{y_i} - коэффициент сопротивления боковому уводу опорных катков, число которых n ,

l_i - продольная координата i -ой пары опорных катков,

L - длина опорной поверхности машины,

μ - коэффициент сопротивления повороту грунта,

g - гравитационное ускорение.

Момент сопротивления повороту M_c является переменным и зависит от кривизны k , квадрата скорости движения v . При больших значениях скорости v с ростом кривизны траектории момент сопротивления повороту возрастает до определенного значения, а в дальнейшем увеличение кривизны сопровождается уменьшением момента M_c (график 1, рисунок 4.7). Поворачивающий момент M_{Π} , создаваемый двигателем и механизмом поворота с дискретными свойствами, не зависит от кривизны траектории движения (график 2, рисунок 4.7). В области роста момента сопротивления производная положительна $\frac{\partial M_c}{\partial k} > 0$, а в области уменьшения отрицательна. Учитывая, что $\frac{\partial M_{\Pi}}{\partial k} = 0$ разность производных (график 3, рисунок 4.7) в первой области положительна (движение устойчивое), а во второй отрицательна (движение неустойчиво). Аналогично можно определить границу устойчивости при вариации скорости движения $v_4 > v_3 > v_2 > v_1$, построить зависимость предельной по устойчивости скорости движения v от кривизны траектории k (график 4, рисунок 4.7). Предельная по боковому заносу скорость движения $v < \sqrt{\frac{\mu g}{k}}$ характеризуется графиком 5 на рисунке 4.7. Она определяется нулевым значением момента сопротивления повороту или продольным смещением полюса поворота, достигающим значения $\chi = 0,5L$. Проведенные результаты

экспериментального исследования динамики управляемого движения по деформируемому грунту с использованием высокоточной аппаратуры [50] показывают, что продольное смещение центра поворота на величину χ приводит к боковому движению. При этом между продольной осью машины и касательной к требуемой траектории образуется угол увода θ (направляющий угол). Когда величина χ достигает значения $0,5L$ движение остается управляемым, а поворачивающий момент M_n вопреки общепринятым представлениям, не равен нулю. Это вызвано боковым движением, увеличивающим момент сопротивления на величину $\theta \cdot \sum_{i=1}^n C y_i (l_i - \chi)$ (заштрихованная область на графике 1, рисунок 4.7). Это обстоятельство позволяет расширить области управляемого и устойчивого движения (заштрихованные области на графиках 4 и 5, рисунок 4.7).

При движении по твердому грунту с низкими сцепными свойствами повышение составляющей момента M_c , формируемой боковым движением незначительно. В этих условиях устойчивость может быть обеспечена соответствующим регулированием энергосилового блока (частоты вращения турбины путем разблокировки гидротрансформатора и перевода двигателя на регуляторную ветвь). Это обеспечивает создание функции силы тяги P_2 на гусенице забегающего борта из условия обеспечения устойчивости. При выполнении механизма управления тормозом поворота в виде передачи «шарик-лунка» [39], управляемой электродвигателем представляется возможным регулировать силу P_1 из условия обеспечения требуемой зависимости $\frac{\partial M_{II}}{\partial k} = 0,5B \frac{\partial (P_2 - P_1)}{\partial k} < \frac{\partial M_c}{\partial k}$ (линия 6 на рисунке 4.7).

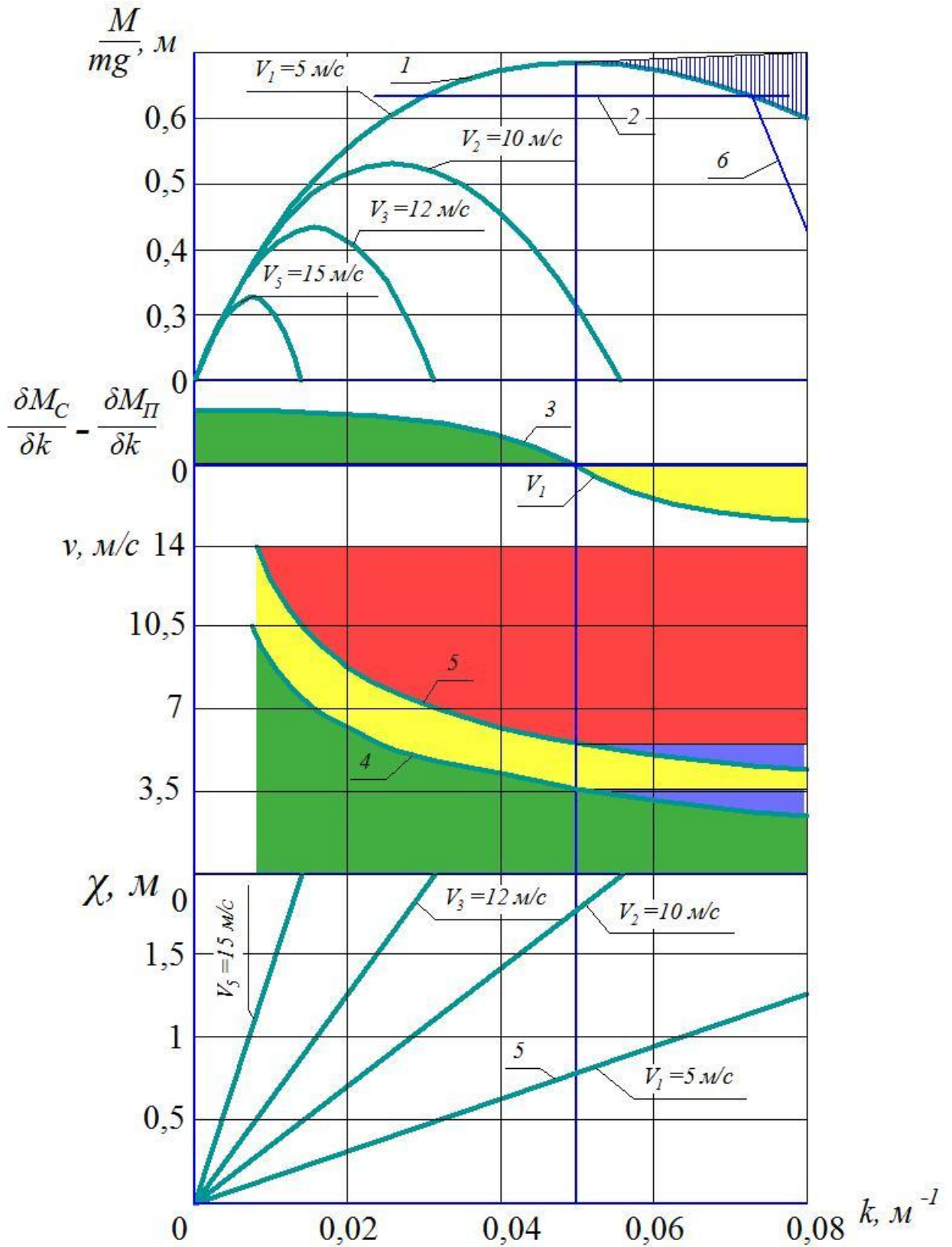


Рисунок 4.7 – Оценка статической устойчивости движения гусеничной машины в повороте

4.6 Совершенствование системы управления механизмом поворота гусеничной машины с дискретными свойствами

В соответствии с основными результатами исследования управляемого движения изложенными в разделах 2 и 3, быстроходной гусеничной машины обоснована необходимость автоматизации управления криволинейным движением, выведены основные функциональные требования к автоматизированной системе:

- повышение быстродействия системы управления поворотом;
- исключение боковых нагрузок, превышающих сцепные свойства грунта, которые водитель не может компенсировать из-за ограничений его психофизиологических возможностей.

Для обеспечения высокого качества управления с ростом скорости поступательного движения машины чувствительность необходимо снижать, а форсирующие управление должно обеспечиваться увеличением подачи топлива.

Показателями эффективной работы автоматизированной системы управления движением гусеничной машины является обеспечение минимальной разности $|V_m - V_d| \rightarrow \min$, а так же ограничение числа включения механизма поворота. Предложен способ автоматическим управлением фрикционами механизмов поворота, хотя ранее это считалось труднореализуемым. Например, при разработке роботизированных комплексов на базе быстроходных гусеничных машин при автоматизации управления движением в том числе при компенсации рассогласования между текущим курсовым углом и необходимым.

В связи с необходимыми функциональными требованиями и критериями эффективности к автоматизированной системе управления разработаны и представлены две системы управления поворотом. Новизна технических решений подтверждена Патентами РФ [38, 39].

Для наименьшего конструктивного изменения серийно выпускаемых машин с планетарным механизмом поворота.

Система управления движением быстроходной гусеничной машины.

Функциональная схема предлагаемой системы управления движением приведена на рисунке 4.8 (для одного борта).

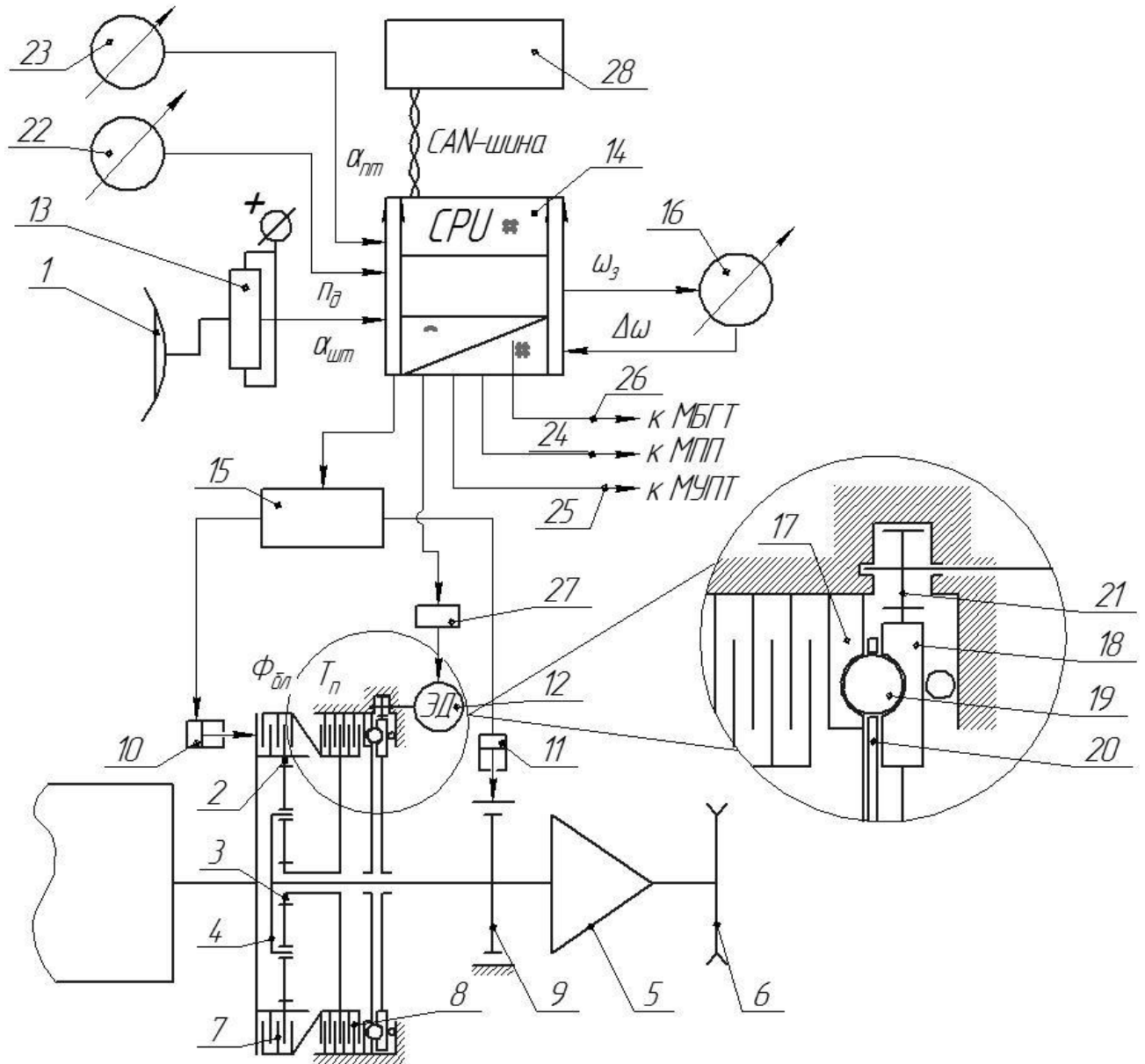


Рисунок 4.8 – Функциональная схема предлагаемой системы управления движением (для одного борта)

Система включает командный орган (штурвал) 1, планетарный механизм поворота (ПМП) каждого борта машины, состоящий из эпицикла 2,

кинематически соединенным с выходным валом коробки передач, солнечной шестерни 3, водила 4, соединенного через бортовой редуктор 5, с ведущим колесом 6. ПМП также включает три фрикционных элемента управления: блокировочный фрикцион 7, тормоз поворота 8 и тормоз останочный 9, соответственно и бустеры управления фрикционом блокировки 10, и тормозом останочным 11, а тормоз поворота 8 управляется шаговым электродвигателем 12. Командный орган 1 кинематически соединен с датчиком 13 угла поворота штурвала, выход которого соединен с входом бортового компьютера 14. Выход бортового компьютера 14 соединен с блоком управления клапанной коробкой 15, а так же с датчиком 16 угловой скорости поворота машины, установленным на ее корпусе. Клапанная коробка управления 15 гидравлически соединена с бустерами управления: 10 фрикционом блокировки, и 11 тормозом останочным непосредственно. Управление тормозом поворота 8 осуществляется шаговым электродвигателем 12 через передачу «шарик-лунка». Для образования этой передачи в конструкцию тормоза поворота 8 дополнительно введен нажимной диск 17, соединенный через шлицы с неподвижным барабаном тормоза поворота 8, а так же диск поворотный 18.

В объеме обоих дисков 17 и 18 равномерно по окружности выполнены лунки переменной глубины. Между дисками в лунках установлены шарики 19, расположенные в сепараторе 20. На окружности поворотного диска 17 выполнен зубчатый сектор, который вводится в зацепление с зубчатой шестерней управления 21, соединенной механически с шаговым электродвигателем 12, который управляется бортовым компьютером 14 через драйвер 27. С входом бортового компьютера 14 соединены через цифровую CAN-шину данных спутниковая навигационная система 28, так же соединены датчики оборотов двигателя 22, положение педали подачи топлива 23, и датчика угловой скорости 16 поворота корпуса машины. Выход бортового компьютера соединен с блоком управления механизма переключения передач

24, подачей топлива 25, блокировкой гидротрансформатора 26 и драйвер шагового электродвигателя 27.

Работает предлагаемая система следующим образом. При скорости движения машины до 36 км/ч управление поворотом осуществляется водителем. При больших значениях скорости траектория движения корректируется предлагаемой системой. В процессе прямолинейного движения БГМ угол поворота штурвала 1 равен нулю. В этом режиме фрикцион блокировки 7 включен, а тормоз поворота 8 и тормоз остановочный 9 выключены. Эпициклические шестерни 2 ПМП обоих бортов заблокированы с солнечными шестернями 3 и все элементы ПМП вращаются как единое целое. Заданная угловая скорость ω_z равна нулю. При возникновении увода быстро движущейся машины, или угловых колебаний корпуса вокруг вертикальной оси величина отклонения угловой скорости $\Delta\omega$ измеряется датчиком угловой скорости 16. Это значение вводится в бортовой компьютер 14, который вырабатывает сигнал компенсирующего управления. При этом клапанная коробка 15 включает магистраль управления серводвигателя 10 блокировочного фрикциона 7 на слив, выключая его. Для компенсации отклонения траектории и угловой скорости бортовой компьютер 14 подает сигнал блок управления шаговым электродвигателем 12. Шаговый электродвигатель 12 поворачивает сектор управления 21, соответственно, благодаря зубчатому зацеплению поворотный диск 18 и через шарики 19 и нажимной диск 17 включает пакет дисков тормоза поворота 8 в режим частичного включения забегающего борта машины на время до компенсации увода или стабилизации прямолинейного движения ($\Delta\omega = 0$).

Для поворота машины водитель с упреждением поворачивает штурвал 1. Этот командный сигнал через бортовой компьютер 14 передается через золотниковую коробку 15 в серводвигатель 10 управления блокировочным фрикционом ПМП отстающего борта. Клапанная коробка 15 включая магистраль на слив, выключая блокировочный фрикцион 7. Кроме того, управляющий сигнал бортового компьютера подается на блок управления

серводвигателя 12, который поворачивает сектор управления 21, через передачу «шарик-лунка» включает тормоз поворота 8, снижая скорость вращения солнечной шестерни 3, что приводит к снижению скорости вращения ведущего колеса 6 отстающего борта и гусеничная машина входит в поворот.

В дальнейшем, при движении с постоянной угловой скоростью, в бортовом компьютере проверяется условие устойчивости движения машины по выполнению неравенства $\frac{\partial M_{\Pi}}{\partial k} = 0,5B \frac{\partial (P_2 - P_1)}{\partial k} < \frac{\partial M_C}{\partial k}$. Параметры входящие в неравенство определяются в бортовом компьютере 14 следующим образом. Величина поворачивающего момента M_{Π} определяется по сигналам электронной системы дизельного двигателя с учетом передаточного числа трансмиссии и системы управления поворотом. Кривизна траектории движения машины k определяется по экспериментально измеренным значениям углов увода θ крайних (передних (θ_{Π}) и задних (θ_3) опорных катков) $k_{\phi} = \frac{(\tan \theta_6 - \tan \theta_1)}{L}$, L – длина опорной поверхности машины.

Момент сопротивления повороту $M_C = k \sum_{i=1}^n C_{y_i} (l_i - \chi)^2$. В этом уравнении коэффициент сопротивления боковому уводу C_{y_i} i -ой оси опорных катков ($i=1...n$) определяется по значениям углов увода θ_i . Продольная координата l_i i -ой оси относительно центра масс машины задается по КД ходовой части. Продольное смещение полюса поворота машины χ определяется по уравнению $\chi = k^{-1}(\arctang(a_t/a_n))$, где a_t , a_n – соответственно тангенциальное и нормальное ускорения корпуса машины измеряемые системой навигации.

При не выполнении условия устойчивости приведенного выше система управления создает управляющее воздействие на разблокировку гидротрансформатора, перевода двигателя на регуляторную ветвь, а так же подает сигнал на шаговый электродвигатель 12 для уменьшения степени сжатия фрикционного пакета тормоза поворота, для обеспечения условий устойчивости.

При выходе из поворота машины система выключает тормоз поворота 8, а затем включает блокировочный фрикцион 7, и машина выходит на режим прямолинейного движения.

Таким образом, предлагаемая система управления движением БГМ позволяет повысить устойчивость и управляемость движения машины без снижения скорости на дорогах с интенсивным изменением кривизны траектории, соответственно повысить степень реализации потенциальных скоростных свойств машины, снизить уровень требования к квалификации водителя и его утомляемость.

Новые закономерности изменения кинематических, силовых и динамических параметров движения машин позволяют более точно прогнозировать подвижность, устойчивость и траекторию движения, а так же разрабатывать технические решения по совершенствованию скоростных свойств, проектируемых машин при традиционном управлении.

В настоящее время наблюдается тенденция роботизированного (беспилотного) управления движением транспортных машин. Многими специалистами и учеными разрабатываются принципы и модели проектируемых оптимальных траекторий движения. Однако свойства машин при динамической корректировке движения роботов учитываются в недостаточной степени. В связи с этим реализация новых результатов позволит повысить эффективность разрабатываемых алгоритмов управления мобильными роботами.

В перспективе для управления движением гусеничной машины с максимально возможной скоростью могут быть построены таблицы (Приложение П5) и графики для определения значения параметров обеспечивающих V_{max} (рисунок 4.9). Такие графики могут быть построены в соответствии со следующими результатами выполненных исследований:

- уточненной математической моделью движения машины, подтвержденной результатами экспериментальных исследований;
- совершенствованием системы управления поворотом;

- возможностью измерения в реальном времени движения машины, физико-механические свойства грунта опорного основания в текущий момент времени (μ , φ , $Cy_i(\theta_i)$), кинематические (ω , k , χ), параметры требуемой траектории движения, управляющие воздействие (требуемый поворачивающий момент, скорость движения, режим работы двигателя) при выполнении требуемых ограничений по устойчивости движения, качества переходных процессов.

Эти графики могут быть реализованы блоком корректировки управляющих воздействия при традиционном (водителем) и при управлении в автоматическом режиме РБТК.

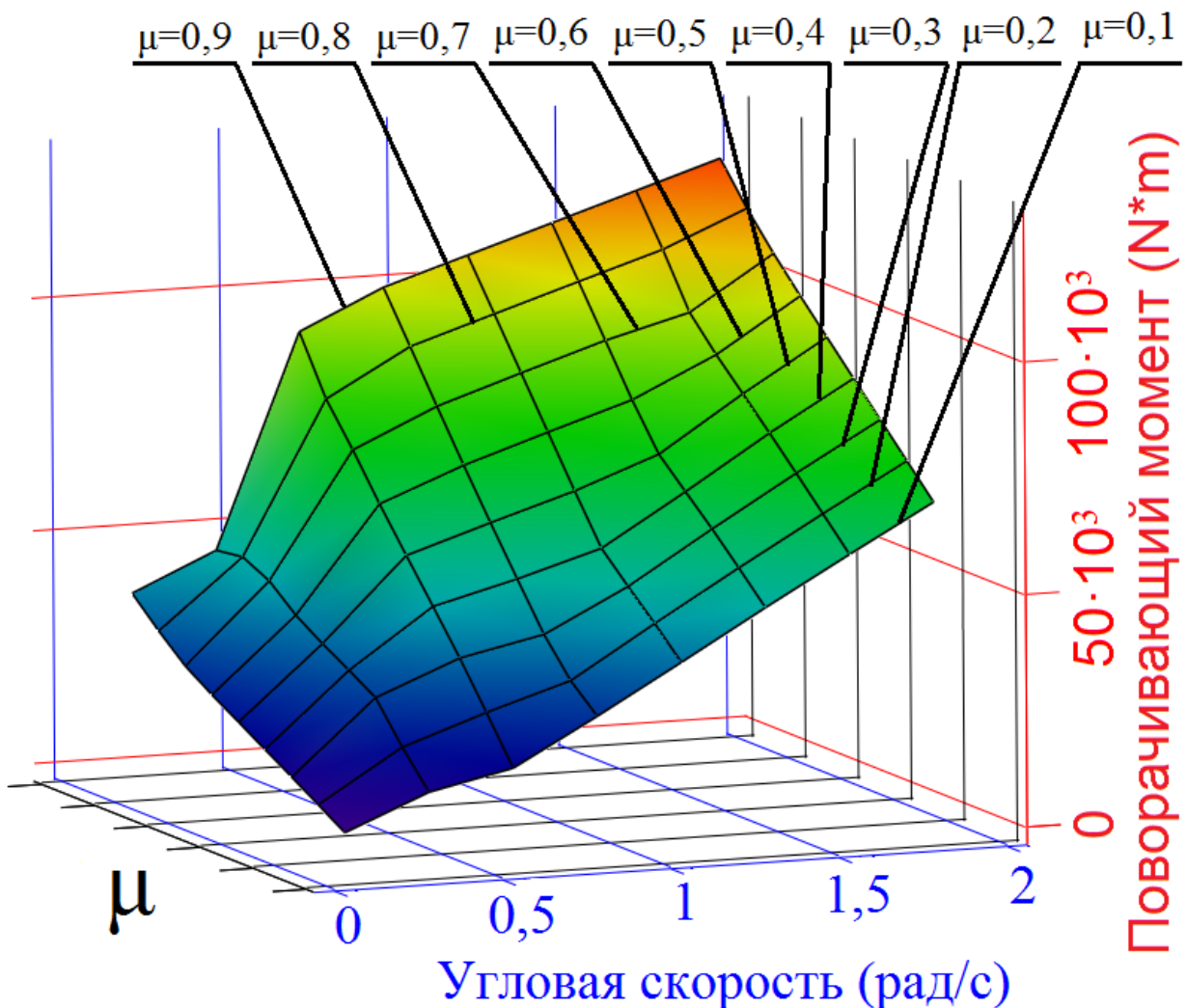


Рисунок 4.9 - График зависимости угловой скорости от поворачивающего момента при разных значениях μ

4.7 Оценка эффективности результатов

В итоге, предлагаемая система позволяет повысить устойчивость и управляемость движения машины, степень реализации потенциальных скоростных свойств машины, снизить уровень требования к квалификации водителя и его утомляемость.

Алгоритм работы блока этой системы позволит определить:

- физико-механические свойства грунта опорного основания в текущий момент времени;
- параметры требуемой траектории движения (радиус поворота);
- управляющие воздействия (требуемый поворачивающий момент, скорость движения, режим работы двигателя) при выполнении требуемых ограничений по устойчивости движения, вписывания в ограниченный коридор, внешних воздействий и др.

Данный блок может работать при традиционном (в качестве помощника водителя), либо роботизированном автоматическом управлении машиной, подобно баллистическому вычислителю.

Эффективность результатов определяется типом грунта, интенсивностью изменения кривизны траектории и способом управления движением.

При движении по деформируемому грунту $\varphi=0,8$ (график 1, рисунок 4.10) по тестовой змейке скорость движения может быть повышена до 10 км/ч в диапазоне длины полуволны тестовой змейки $\Delta S=20 - 30$ м. (зона «а» на рисунке 4.10), обеспечением статической устойчивости при боковом движении машины.

На твердом грунте $\varphi=0,4$ скорость движения может быть повышена до 11 км/ч при управлении поворотом по патенту №179898 от 28.05.2018 (обеспечением статической устойчивости и более точным измерением кривизны траектории, зона «б»).

При дистанционном управлении движением скорость может быть повышена незначительно при создании трехпараметрического контура технического зрения (график 3).

Эффективным путем повышения скорости движения гусеничной машины является реализация адаптивного управления, реализующего данные измерения кинематических и силовых параметров в соответствии с обоснованными методами (график 4).

Например, при движении по тестовой змейке с длиной полуволены тестовой змейки ($\Delta S=20$, $\mu=0,8$) водитель средней квалификации развивает скорость движения машины с параметрами конструкции, приведенными в разделе 3, до 20-22 км/ч (4 передача). При управлении по предложенному алгоритму движение можно осуществлять на 5 передаче (32 км/ч), что соответствует возможностям высококвалифицированного водителя. Таким образом, скорость движения может быть повышена 1,5..1,6 раза.

При реализации указанного алгоритма управления представляется возможным обеспечить движение со скоростью не ниже, чем высококвалифицированный водитель.

Таблица 4.1 – Оценка эффективности результатов исследования

Тип грунта, способ управления	Повышение средней скорости движения	Способ повышения средней скорости
1. Деформируемый грунт: $\varphi=0,8$; $f=0,08$, традиционное управление.	0 – 10 км/ч, $\Delta S=20 – 30$ м, зона «а».	Обеспечение статической устойчивости
2. Твердый грунт: $\varphi=0,4$; $f=0..0,03$, традиционное управление.	Зона «б» 0 – 11 км/ч, зона «в», зона «г» $\Delta S=20 – 35$ м.	Управление по патенту №179898 от 28.05.2018.
3. Деформируемый грунт: $\varphi=0,8$; $f=0,08$, дистанционное управление.	От 5 до 7,8 км/ч.	Необходим 3-х параметрический контур технического зрения.
4. Деформируемый грунт: $\varphi=0,8$; $f=0,08$, Робототехническое адаптивное управление по результатам измерения значений кинематических и силовых параметров.	От 20 до 26 км/ч. $\Delta S=20 – 40$ м.	При адаптивном управлении с измерением кинематических и силовых параметров.

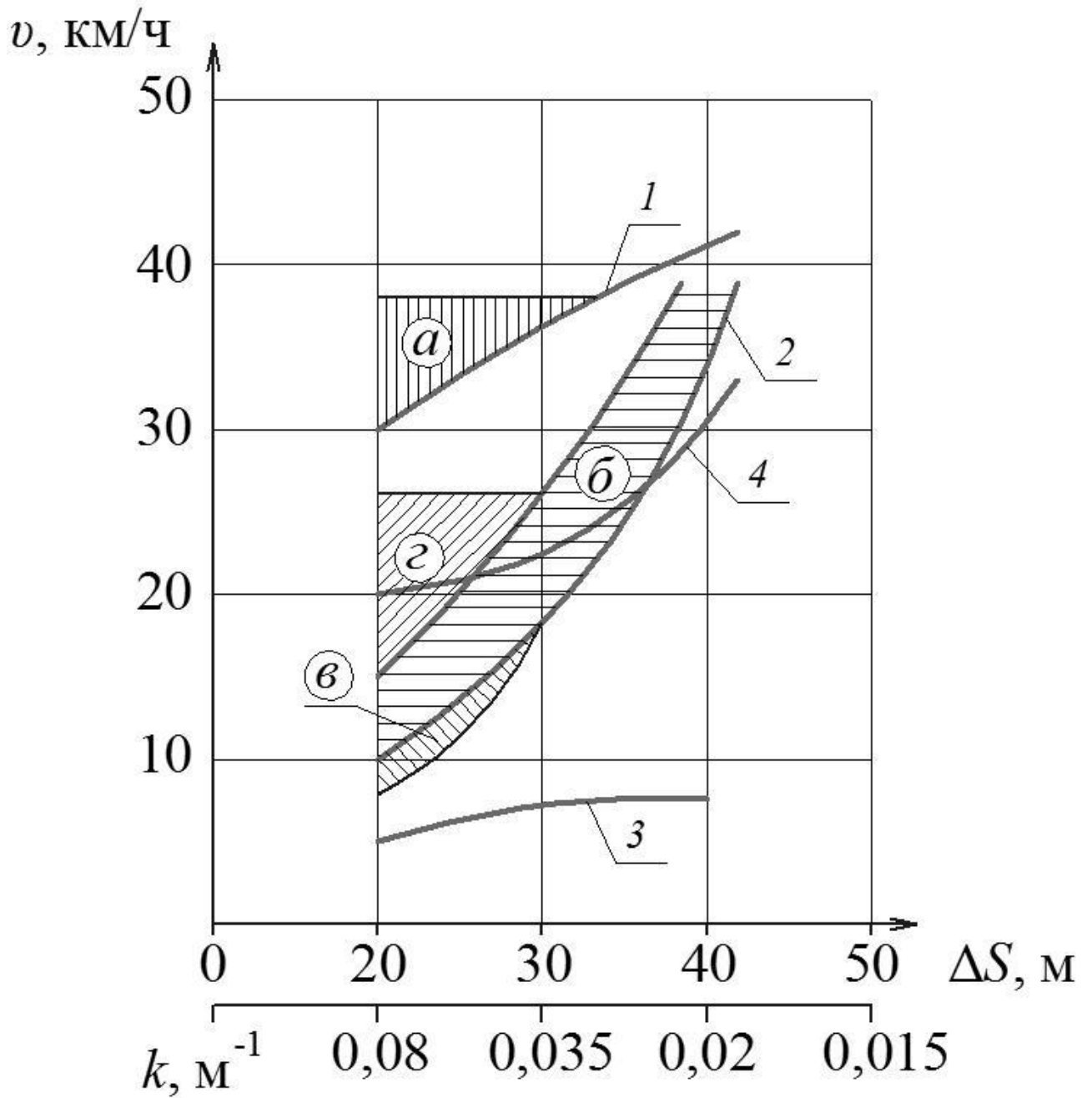


Рисунок 4.10 – Оценка повышения скоростных качеств гусеничных машин на основе результатов исследования

4.8 Выводы

В результате выполненных исследований установлено следующее.

5) Кинематические параметры определяющие траекторию управляемого движения гусеничной машины существенно отличаются от рассчитанных по известным зависимостям. В частности, экспериментальные значения угловой скорости поворота и кривизны траектории отличаются от расчетных. Максимальные значения фактической угловой скорости гораздо ниже теоретической (в 1,5 ... 2,5 раза) вследствие процесса буксования и юза гусениц. В отдельных случаях продольное смещение полюса поворота машины превышает расчетное допустимое значение (выходит за край опорной поверхности). Однако при движении по деформируемому грунту управляемость машины сохраняется.

6) Поворачивающий момент, реализуемый системой управления поворотом на переходных процессах до 1,3 ... 1,5 раза превышает расчетные значения вследствие действия не учитываемых в расчете инерционных составляющих, что необходимо учитывать при проектировании фрикционных элементов механизмов управления поворотом.

Результаты исследования позволяют уточнить существующие математические модели, описывающие управляемое движение гусеничной машины для более точного прогнозирования траектории движения по дорогам с интенсивным изменением кривизны. Это особенно актуально при дистанционном или программном управлении движением транспортными машинами.

Основные результаты работы и выводы

1. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что вследствие неудовлетворительной точности формализации процессов буксования гусеничного движителя при повороте машины кинематические параметры угловая скорость и кривизна траектории в 1,5...2,1 раза ниже расчетных. Кроме того, при переходных процесса входа и выхода из поворота момент сопротивления повороту превышает установившееся значение до 1,5 раз, вследствие действия инерционных составляющих. В связи с этим требуется существенная корректировка математических моделей движения, принимаемых допущений и алгоритмов управления.

2. Разработан новый метод расчетно-экспериментального определения параметров взаимодействия движителя гусеничной машины с опорным основанием с использованием программно-аппаратного обеспечения спутниковой технологии глобального позиционирования, отличающийся возможностью достоверной идентификации в режиме реального времени типа грунта и основных кинематических и силовых показателей, характеризующих параметры криволинейного движения.

3. Предложена математическая модель криволинейного движения гусеничной машины на основе усовершенствования расчетной схемы взаимодействия движителя с опорным основанием в соответствии с теорией бокового увода, не зависимо от вида грунта.

4. На основе математической модели и новых технологий идентификации параметров движения разработан новый способ расчетно-экспериментального определения значений коэффициента сопротивления боковому уводу, его зависимости от угла скольжения с учетом конструкции блока подвески опорных катков и их взаимодействия с опорной поверхностью через гусеницу. При этом боковое сопротивление формируется по всей длине опорной ветви гусеницы с учетом участков между катками.

5. Предложенные методы идентификации параметров движения БГМ в режиме реального времени, полученные новые закономерности, позволяют разработать более совершенные алгоритмы корректировки управляющих воздействий, обеспечивающие устойчивое движение с требуемой кривизной траектории и максимально возможной (заданной) скоростью.

6. Результаты исследования, в частности, разработанные новые технические решения по совершенствованию системы управления движением, повышают устойчивость и обеспечивают в зависимости от типа грунта и кривизны траектории рост скорости до 10...11 км/ч. Реализация предложенного алгоритма позволяет повысить скорость движения в 1,5..1,6 раза при управлении водителем средней квалификации.

7. Новые способы определения параметров взаимодействия движителя с опорным основанием, характеризующих плоскопараллельное движение гусеничной машины, с высокой эффективностью могут быть применены при разработке системы управления движением РТК, создаваемых на базе БГМ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абызов А.А. Применение методики имитационных ресурсных испытаний для оценки ресурса тяжело нагруженных элементов движителя быстроходных гусеничных машин [Текст] / А.А. Абызов, И.Я. Березин, В.И. Бывальцев, И.А. Тараторкин // Инженерная защита окружающей среды в транспортно – дорожном комплексе: Сб. науч. тр. МАДИ (ГТУ); УФ МАДИ (ГТУ). – М.- 2002. – С. 114 – 126.
2. Абызов А.А. Обеспечение безотказности элементов ходовых систем быстроходных гусеничных машин при проектировании на основе моделирования процессов эксплуатации и формирования отказов : дис. ... докт. Техн. наук. Челябинск, 2014. С. 263.
3. Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
4. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
5. Беляков В.В. Оценка подвижности транспортно-технологических систем // «АВТО-НН-2000» (27-29 июня 2000 г): материалы международной научно-технической конференции / НГТУ. – Н. Новгород, 2000. С. 339-357.
6. Беляков В.В. Управление подвижностью транспортно-технологических машин / В.В. Беляков [и др.] // «АВТО-НН-2000» (27-29 июня 2000 г): материалы международной научно-технической конференции / НГТУ. – Н. Новгород, 2000. С. 392-396.
7. Беляков В.В. Решение задачи оценки подвижности автотракторной техники с помощью многокритериальной оптимизации / В.В. Беляков, М.Е. Бушуева, В.И. Сагунов // «Информационные системы и технологии» (ИСТ-2001): тезисы докладов Всероссийской научно-технической конференции посвященной 65-летию факультета информационных систем и технологий НГТУ Н.Новгород 20 апреля 2001 г. / НГТУ. – Н. Новгород, 2001. С. 167-168.
8. Беляков В.В. Оценка подвижности транспортно-технологических машин / В.В. Беляков, М.Е.Бушуева, Е.Ю. Голышев // Проблемы качества и

- эксплуатации автотракторных средств: материалы II международной научно-технической конференции (21-23 мая 2002 г.) / ПГАСА. – Пенза, 2002. Ч. 1. С. 23-31.
9. Благонравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины: Учебное пособие. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. 162 с.
 10. Благонравов А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. С. 52 ур. 2.11 и 2.12.
 11. Боевая машина пехоты БМП-2 Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М: Военное издательство МО СССР, 1987 – рис. 125 стр. 89.)
 12. Бурцев С.Е. Основы применения гидрообъемных вариаторов танковых трансмиссий/С.Е. Бурцев. – Киев: Киевское ВТИУ. – 1983. – 200 с.
 13. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения. Научно-техническое издание: монография / под. общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Куляшова. – Н. Новгород: ТАЛАН, 2004. – 961 с.
 14. Вольская Н. С., Левенков Я. Ю., Русанов О. А., Моделирование автомобильной пневматической шины, взаимодействующей с твердой неровной опорной поверхностью // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 5. С. 107-124. DOI: 10.7463/0513.0571409.
 15. Горелов В. А., Котиев Г. О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6 при различных законах управления поворотом колес задней оси. Известия вузов. Сер. Машиностроение. Москва, 2008, No 1, с. 44–55.
 16. ГОСТ. Подвижность военно-гусеничных машин (ВГМ). Термины и определения (Проект) / Тема 44.1-1.6.58.80. Уточненная редакция, 1980.
 17. ГОСТ 8.207-76 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения. Переиздание: Август 1985 г.

18. Держански В.Б. Пргнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении [Текст] / В.Б. Держанский, В.Н, Наумов, И.А. Тараторкин, Е.Б. Сарач // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. - №2(71). – С. 76 – 96.
19. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. - № 3(72). – С. 86 – 99.
20. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Динамика и управление движением быстроходных гусеничных машин: Методические рекомендации по выполнению курсовых работ и дипломных проектов для студентов. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2008.
21. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Пргнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин. Екатеринбург: УрО РАН, 2010.
22. Динамика быстроходного танка/ Под ред. Л.В. Сергеева. Москва.: Изд. ВАБТВ 1968, рис 2-11 стр. 108-109
23. Донато И. О. Теоретическое и экспериментальное обоснование повышения проходимости колесных машин по снегу. Диссертация доктора технических наук, 05.05.03. Нижний Новгород, 2007. – 306 с.
24. Ечеистов Ю.А., Бернацкий В.В., Ракляр А.М., Куликов Е.М. Качение тормозящего колеса по твердой дороге при действии на него боковой силы // Сб.науч.тр. «Безопасность и надежность автомобиля» / «МАМИ». -1980.С. 32-43.
25. Исаков П.П. Теория и конструкция танка [Текст] / П.П. Исаков. – М.: Машиностроение. – 1982. – Т.2. – 252 с.
26. Котляренко В.И. Оценка проходимости колесных машин по деформируемым опорным поверхностям // Журнал ассоциации автомобильных инженеров, 2008. – №1. – С. 30-34.
27. Котляренко В.И. Исследование управляемости и устойчивости транспортных средств (ТС) на шинах сверхнизкого давления // Журнал ассоциации

автомобильных инженеров, 2009. – №1. – с. 34-35

28. Красеньков В.И. Основы теории управляемости гусеничных машин. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 82 с.
29. Ларин В. В. Зависимости вертикальной деформации пневматических шин. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, вып. 12.
URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1032.html>
30. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. – 237 с.
31. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Москва.: Машиностроение, 1971. 416 с.
32. Маринкин А.П. Влияние режима качения эластичного колеса на сопротивление боковому уводу: Автореф.дис.... к.т.н. Москва, 1984. 20 с.
33. Мартынов В.К., Лукьянов А.С. Вертикальное нагружение шины на жёсткой опорной поверхности//МГТУ «МАМИ».2014.№3.С.100-106.
34. Наумов А. Н. Оценка влияния конструктивных и эксплуатационных параметров автомобилей на показатели их опорной проходимости : дис. ... канд. Техн. наук. М., 2008. С. 153.
35. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 303 с.
36. Патент на изобретение. Мехатронная система управления движением быстроходной гусеничной машины : пат. 2645487 Рос. Федерация. №2015154151 ; заявл. 16.12.2015 ; опубл. 21.02.2018, Бюл. №6. 2 с.
37. Патент на полезную модель. Автоматизированная система управления гидромеханической трансмиссией транспортной машины: пат. 153666 Рос. Федерация. №2015106216/11 ; заявл. 24.02.2015 ; опубл. 27.07.2015, Бюл. №21. 2с.
38. Патент на полезную модель. Система управления движением быстроходной гусеничной машины : пат. 156493 Рос. Федерация. №2015117306 ; заявл. 06.05.2015 ; опубл. 10.11.2015, Бюл. №31. 2 с.

39. Патент на полезную модель. Система управления движением быстроходной гусеничной машины: пат. 179898 Рос. Федерация. №2017124559 от 10.07.2017 ; заявл. 10.07.2017 ; опубл. 28.05.2018, Бюл. №16. 4с. (шарик-лунка).
40. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960.
41. Ракляр А.М. Исследование «ф-s» диаграмм дорог автополигона: Автореф.дис...к.т.н. Москва, 1978. 24 с.
42. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд. 3-е, переработ. И доп. М., «Машиностроение», 1972, стр. 392.
43. Руководство по эксплуатации. Ч.1. Техническое описание. – Ростов-на-Дону: Изд-во ООО БелРусь, 2010г. – С. 329
44. Савочкин В.А. Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин.- М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
45. Сарач Е. Б. Котиев Г. О., Смирнов И. А. Повышение подвижности двухзвенной гусеничной машины управлением углом складывания секций в вертикальной плоскости во время движения [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно – техническое издание», 2010 выпуск 1– Режим доступа: <http://technomag.edu.ru>.
46. Сарач Е. Б. Котиев Г. О., Смирнов И. А., Бекетов С. А. Пути повышения быстроходности гусеничных машин транспортного назначения // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева No2 (104) 2014, С. 114-119. URL: <http://www.nntu.ru/trudy/2014/02/114-119.pdf>
47. Сергеев Л.В. Быстроходность танков [Текст] / Под ред. Л.В. Сергеев. – М.: Изд. ВАБТВ, 1965. – 188 с.
48. Сергеев Л.В. Теория танка [Текст] / Л.В. Сергеев. – М.: Изд. ВАБТВ, 1973. – 493 с.
49. Степанов А.П. Проектирование амфибийных машин / А.П. Степанов. – М.: Мегалион, 2007. –420 с.
50. Тараторкин И.А. Держанский В.Б., Вязников М.В., Тараторкин А.И., Волков

- А.А. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров при повороте гусеничной машины // Транспорт Урала. 2016. № 3 (50). С. 80-86.
51. Тараторкин И.А., Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Волков А.А. Повышение степени реализации потенциальных скоростных свойств гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом // Транспорт Урала. 2017. №3 (54). С. 49 – 55.
52. Чернышев Н.В. Комплексная система управления поворотом боевой колёсной машины 8×8 : дис. ... канд. Техн. наук, Москва 2009. - 118 с.
53. Чобитка Василя. Подвижность танков. Научно-метод. сборник, НИЛ-2, 1979 г. Доступ с интернет-проекта «Бронесайт» <http://armor.kiev.ua/>
54. Чобиток, В.А. Теория движения танков и БМП: учебник / В.А. Чобиток. – М.: Воениздат, 1984.
55. Чобиток, В. В. Проект отчета НИР «Бегун». Разработка методики оценки подвижности ВГМ. — К.: КТЦ, 1997. Доступ с интернет-проекта Чобитка Василя «Бронесайт» <http://armor.kiev.ua/>
56. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии. Минск, «Высшая школа», 1975. 352 с. с ил.
57. Ahmadi M., Polotski, V., and Hurteau, R. 2000. Path tracking control of tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, pp. 2938–2943.
58. Derzhanskii V., Taratorkin I. STABILIZATION OF LINEAR MOTION OF THE TRACKED VEHICLE. SAE Technical Papers. 2013. T. 9.
59. Fan Z., Koren, Y., and Wehe, D. 1995. Tracked mobile robot control: hybrid approach. Control Engineering Practice 3(3): 329–336.
60. Fan Z., Borenstein, J., Wehe, D., and Koren, Y. 1995. Experimental evaluation of an encoder trailer for dead-reckoning in tracked mobile robots. Proceedings of the IEEE International Symposium on Intelligent Control, Monterey, CA, pp. 571–576.
61. Ferretti, G. and Girelli, R. 1999. Modeling and simulation of an agricultural tracked vehicle. Journal of Terramechanics 36:139–158.

62. Fischer R The Automotive Transmission Book / Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., Najork, R., Pollak, B. // ISBN 978-3-319-05262-5, ISBN 978-3-319-05263-2 (eBook) DOI 10.1007/978-3-319-05263-2, © Springer International Publishing Switzerland 2015, Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, © 2015.
63. Hao Lu, Guangming Xiong, and Konghui Guo Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering Volume 2016, Article ID 6375652, 13 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6375652>
64. Jurgens G, Fischer R (1988) Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz—und Industriegetrieben, vol 697. VDI-Berichte, Dusseldorf, p 233.
65. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. [Reliability of models describing the resistance of the turn of a high-speed tracked vehicle]. Russian Engineering Research, 2015, no. 10, – pp. 3–7.
66. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the turn resistance for high – speed caterpillar vehicles / Russian Engineering Research, 2016. T. 36. № 1. pp. 1–5.
67. Le, A. T., Rye, D. C., and Durrant-Whyte, H. F. 1997. Estimation of track–soil interactions for autonomous tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Albuquerque, NM, Vol. 2, pp. 1388–1393.
68. Lee U., Lee S., Catala A. A new 4WS concept for Hyundai Sonata. URL: http://www.autofocusasia.com/engine_chassis_systems/active_geometry_control-system.html
69. LMS Imagine.Lab. Модельно-ориентированный подход проектирования мехатронных систем. URL: https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim
70. Matsuzaki R., Todoroki. A. Intelligent Tires Based on Measurement of Tire Deformation// Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering.2008. Vol. 2, Is.2.P. 269-280.

71. Mercedes-Benz S-Class, W 220 series (1998 to 2005), режим доступа:
<http://media.daimler.com/dcmmedia/0-921-657477-1-814760-1-0-0-0-1-11702-614232-0-1-0-0-0-0-0.html>
72. Niskanen A., Tuononen J. Three three-axis ieye accelerometers on the inner liner of a tire for finding the tire-road friction potential indicators// sensors (basel). 2015. vol.15(8). P.1-8. DOI: 10.3390/s150819251
73. Schspf H-J, Jurgens G, Fischer R (1989) Optimierung der Komfoteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. ATZ 91:568–575.
74. Shiller, Z., Serate, W., and Hua, M. 1993. Trajectory planning of tracked vehicles. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Atlanta, GA, Vol. 3, pp. 796–801.
75. Wang, G. G., Wang, S. H., and Chen, C. W. 1990. Design of turning control for a tracked vehicle. IEEE Control Systems Magazine 10(3):122–125. Wong, J. Y. 2001. Theory of Ground Vehicles, 3rd edition, Wiley, New York.
76. Wong, J. Y. 2001. *Theory of Ground Vehicles*, 3rd edition, Wiley, New York.
77. Xiong Y. In-plane Tire Deformation Measurement Using a Multi-Laser Sensor System: Phd Thesis: Aalto, Finland, University publication series, 2016. 63 P.
78. Yang X , Finite element analysis and experimental investigation of tyre characteristics for developing strain based intelligent tyre system : PhD Thesis: University of Birmingham, 2011. 220 P.

$$v_{\text{kmh}} := 27$$

$$\mu_{\text{max}} := 0.7$$

$$v_{\text{ms}} := \frac{v_{\text{kmh}}}{3.6} = 7.5$$

$$B := 2.2$$

$$t := \frac{2\Delta S}{v_{\text{ms}}} = 8$$

$$\Delta S := 30$$

$$\omega := \frac{2\pi}{t} = 0.785$$

$$L := 4$$

$$m := 14000$$

$$g := 9.81$$

$$V := v_{\text{ms}} = 7.5$$

$$k_0 := 0.01$$

$$\mu_{\text{цп}} := 0.7$$

$$T0_7 := -7.817 \times 10^4$$

$$T1_7 := 1.611 \times 10^5$$

$$T0 := -7.817 \times 10^4$$

$$T1 := 1.611 \times 10^5$$

$$\mu(\varphi) := \mu \leftarrow \mu_{\text{max}} \left[1 - e^{-\left(\frac{\varphi \left(\begin{array}{l} V \text{ if } V \neq 0 \\ \frac{1}{B} \text{ otherwise} \end{array} \right)}{k_0} \right)} \right]$$

$$C_y := 10000$$

$$C1(\varphi) := C_y \quad C2(\varphi) := C_y \quad C2(\varphi) := C_y \quad C3(\varphi) := C_y \quad C4(\varphi) := C_y \quad C5(\varphi) := C_y \quad C6(\varphi) := C_y$$

$$M := \frac{M}{1.1}$$

$$\underline{R} := \frac{V}{\omega} = 9.549 \quad V = 7.5 \quad \varphi\varphi := \frac{V}{R} = 0.785 \quad M := m \cdot g \cdot \frac{\mu_{\max} \cdot L}{4} = 96138$$

$$l_{gc} := 1.9 \quad l1 := 0 \quad l2 := 0.8 \quad l3 := 1.6 \quad l4 := 2.4 \quad l5 := 3.2 \quad l6 := 4$$

$$C_{tor} := 150000 \quad J_z := 48200$$

$$\chi\chi(\varphi\varphi) := \left[\begin{array}{l} Y \leftarrow m \cdot V \cdot |\varphi\varphi| \\ \left[\begin{array}{l} - \left(\frac{\varphi\varphi}{\left[\begin{array}{l} V \text{ if } V \neq 0 \\ \frac{1}{B} \text{ otherwise} \end{array} \right]} \right) \\ \mu \leftarrow \mu_{\max} \cdot 1 - e \\ \frac{Y \cdot L}{2 \left[\begin{array}{l} \mu \text{ if } \mu \neq 0 \\ 0.00001 \text{ otherwise} \end{array} \right]} \cdot m \cdot g \\ \chi\chi \leftarrow \chi\chi + l_{gc} \end{array} \right] \end{array} \right]$$

$$\theta4(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - 14) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \quad \theta5(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - 15) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V}$$

$$\underline{\theta4}(\varphi\varphi) := \left[\begin{array}{l} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - 14) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{array} \right] \quad \underline{\theta5}(\varphi\varphi) := \left[\begin{array}{l} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - 15) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{array} \right]$$

$$\theta_1(\varphi\varphi) = 0.379 \quad \theta_2(\varphi\varphi) = 0.295 \quad \theta_3(\varphi\varphi) = 0.211 \quad \theta_4(\varphi\varphi) = 0.127 \quad \theta_5(\varphi\varphi) = 0.044 \quad \theta_6(\varphi\varphi) = -0.04$$

$$\theta_{gc}(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - l_{gc}) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \quad Pporog := 12000$$

$$\theta_1(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - 11) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \quad \theta_2(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - 12) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \quad \theta_3(\varphi\varphi) := (\chi\chi(\varphi\varphi) - 13) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V}$$

$$\theta_1(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - 11) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{cases} \quad \theta_2(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - 12) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{cases} \quad \theta_3(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - 13) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{cases}$$

$$\theta_{gc}(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow (\chi\chi(\varphi\varphi) - l_{gc}) \cdot \frac{\varphi\varphi}{V} \\ \theta \leftarrow \theta \end{cases} \quad \chi\chi(\varphi\varphi) = 3.616$$

$$C1(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow \theta_1(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{cases} \quad C2(\varphi\varphi) := \begin{cases} \theta \leftarrow \theta_2(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{cases}$$

$$\begin{array}{l} \underline{\underline{C4}}(\varphi\varphi) := \theta \leftarrow \theta4(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \underline{\underline{C5}}(\varphi\varphi) := \theta \leftarrow \theta5(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \underline{\underline{C3}}(\varphi\varphi) := \theta \leftarrow \theta3(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \underline{\underline{C6}}(\varphi\varphi) := \theta \leftarrow \theta6(\varphi\varphi) \cdot \frac{180}{\pi} \\ K1 \leftarrow T0 \ln(|\theta|) + T1 \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge T0 \ln(|\theta|) + T1 \leq Pporog \\ K1 \leftarrow Pporog \text{ if } (\theta) \neq 0 \wedge (T0 \ln(|\theta|) + T1) > Pporog \\ K1 \leftarrow T0 \ln[|(\theta + 0.001)|] + T1 \text{ if } \theta = 0 \\ K1 \leftarrow K1 \text{ if } K1 > 0 \\ K1 \leftarrow 00 \text{ if } K1 < 0 \\ K1 \leftarrow K1 \cdot 1 \end{array}$$

$$C1(\varphi\varphi) = 0 \quad C2(\varphi\varphi) = 0 \quad C3(\varphi\varphi) = 0 \quad C4(\varphi\varphi) = 5773.795 \quad C5(\varphi\varphi) = 89666.232 \quad C6(\varphi\varphi) = 95782.598$$

$$\begin{aligned}
 \chi\chi(\varphi\varphi) := & \left. \begin{aligned}
 & Y \leftarrow m \cdot \frac{m \cdot V \cdot \varphi\varphi - 1 \cdot (C1(\varphi\varphi) \cdot \theta1(\varphi\varphi) + C2(\varphi\varphi) \cdot \theta2(\varphi\varphi) + C3(\varphi\varphi) \cdot \theta3(\varphi\varphi) + C4(\varphi\varphi) \cdot \theta4(\varphi\varphi) + C5(\varphi\varphi) \cdot \theta5(\varphi\varphi) + C6(\varphi\varphi) \cdot \theta6(\varphi\varphi))}{m} \\
 & \mu \leftarrow \mu_{\max} \left[1 - e^{-\frac{\varphi\varphi}{k_0} \left(\frac{V}{B} \text{ if } V \neq 0 \right)} \right] \\
 & \chi\chi \leftarrow \frac{Y \cdot L}{2 \left(\begin{array}{l} \mu \text{ if } \mu \neq 0 \\ 0.00001 \text{ otherwise} \end{array} \right)} \cdot m \cdot g \\
 & \chi\chi \leftarrow \chi\chi + l_{gc}
 \end{aligned} \right|
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \mu(\varphi\varphi) := \mu \leftarrow \mu_{\max} \left[1 - e^{-\frac{\varphi\varphi}{k_0} \left(\frac{V}{B} \text{ if } V \neq 0 \right)} \right] \quad Mr := M \quad Mr = 87398.182
 \end{aligned}$$

$$J_{ice} := 832.35 \quad J_{ice} := 2668.63 \quad b_{dis} := 2000 \quad ttt := 20$$

$$DD(t, \varphi) := \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ yyy(\varphi_3, \varphi_1) \\ \varphi_3 \\ \varphi\varphi\varphi(\varphi_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_4, \varphi_5) \\ \varphi_5 \\ ddd(\varphi_2, \varphi_4, \varphi_3, \varphi_5, t) \end{pmatrix} \quad \underline{M}(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 1 \\ Mr & \text{if } 1 < t \leq 2.5 \\ -Mr & \text{if } 2.5 < t \leq 6 \\ Mr & \text{if } 6 < t \leq 8 \\ 0 & \text{if } 7.5 < t \leq 9 \\ -Mr & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\underline{N} := 300 \quad \underline{t} := ttt \quad \underline{s} := rkfixed(ic, 0, t, N, DD)$$

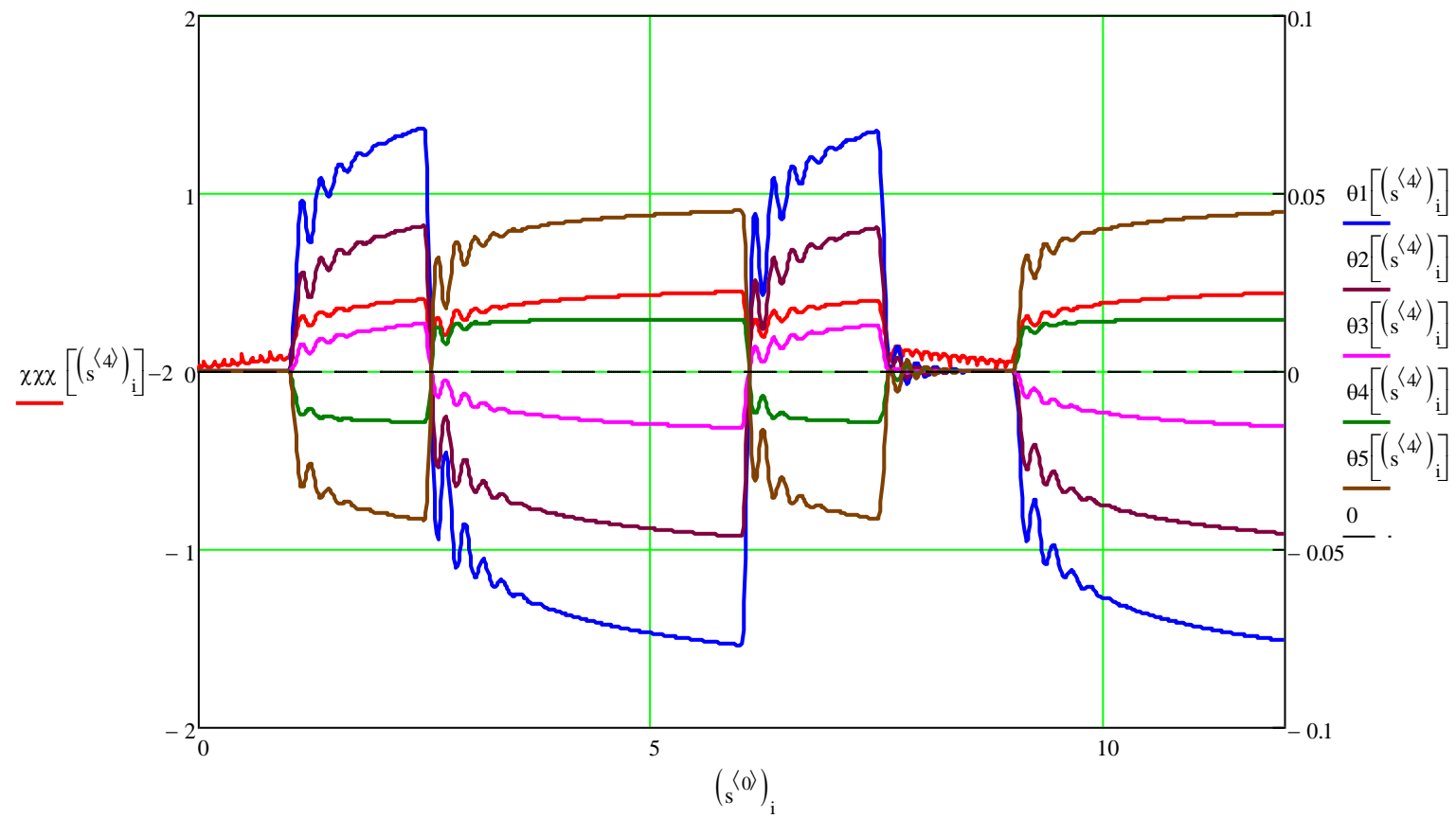
$$M_I(\varphi\varphi) := \frac{\varphi\varphi}{V} \cdot [C1(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 11)^2 + C2(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 12)^2 + C3(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 13)^2 + C4(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 14)^2 + C5(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 15)^2 + C6(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 16)^2]$$

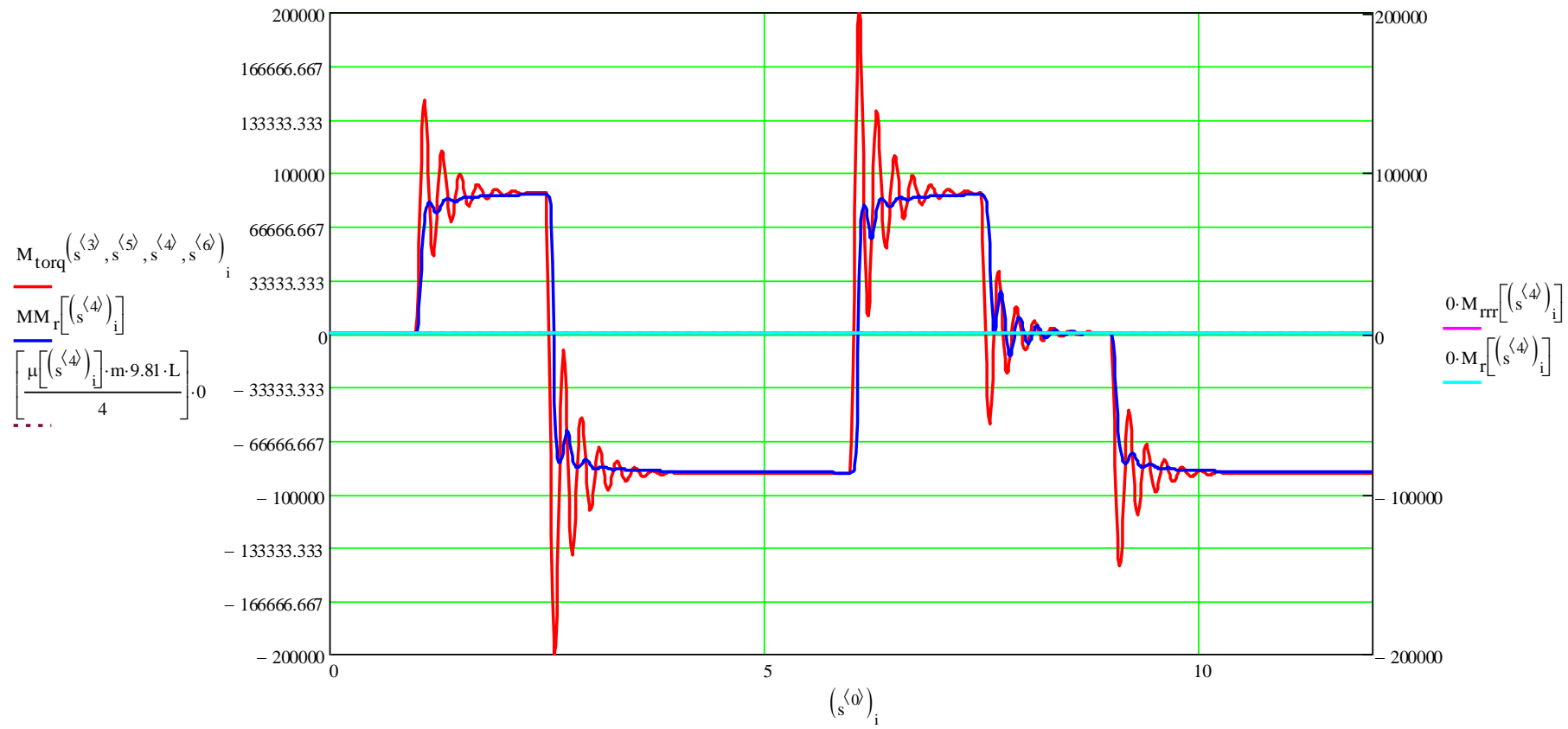
$$M_{III}(\varphi\varphi) := 1 \cdot [C1(\varphi\varphi) \cdot \theta1(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 11) + C2(\varphi\varphi) \cdot \theta2(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 12) + C3(\varphi\varphi) \cdot \theta3(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 13) + C4(\varphi\varphi) \cdot \theta4(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 14) + C5(\varphi\varphi) \cdot \theta5(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 15) + C6(\varphi\varphi) \cdot \theta5(\varphi\varphi) \cdot (\chi\chi(\varphi\varphi) - 16)]$$

$$M_{torq}(\varphi, \varphi_d, \varphi\varphi, \varphi\varphi_d) := -Ctor \cdot (\varphi - \varphi_d) - b_{dis} \cdot (\varphi\varphi - \varphi\varphi_d)$$

$$yyy(\varphi\varphi, yy) := \frac{m \cdot V \cdot \varphi\varphi - 1 \cdot (C1(\varphi\varphi) \cdot \theta1(\varphi\varphi) + C2(\varphi\varphi) \cdot \theta2(\varphi\varphi) + C3(\varphi\varphi) \cdot \theta3(\varphi\varphi) + C4(\varphi\varphi) \cdot \theta4(\varphi\varphi) + C5(\varphi\varphi) \cdot \theta5(\varphi\varphi) + C6(\varphi\varphi) \cdot \theta5(\varphi\varphi)) \cdot aaa}{m}$$

$$ddd(\varphi, \varphi_d, \varphi\varphi, \varphi\varphi_d, t) := \frac{-Ctor \cdot (\varphi_d - \varphi) - b_{dis} \cdot (\varphi\varphi_d - \varphi\varphi) + M(t) \cdot |1|}{Jice}$$





Методика

Исследование характеристик поворотливости гусеничной транспортной машины

Объект испытаний

Гусеничная транспортная машина.

Цель испытаний

Оценка характеристик поворотливости гусеничной транспортной машины на различных типах опорной поверхности.

Общие положения

Методика разработана с использованием «Изделия БТ техники. Определение характеристик поворотливости. Типовая методика испытаний» 38 НИИИ МО РФ, 1985 г. - 69с., а также возможностей современных средств измерения, построенных на основе использования высокоточных систем глобального позиционирования.

В методике применены следующие основные понятия.

Поворотливость - свойство, характеризующее способность образца совершать поворот в заданных условиях.

Траектория движения образца - траектория движения центра масс. Для практических целей траектория определяется приближенно, как средняя линия между следами забегающей и отстающей гусениц.

Радиус поворота - радиус траектории движения, определяется как расстояние от центра поворота до продольной оси образца.

Радиус поворота дороги - радиус закругления продольной оси дороги.

Действительный радиус поворота образца - радиус, определяемый по кинематическим параметрам скорости поступательного движения центра масс машины и угловой скорости поворота изделия.

Минимальный действительный радиус поворота образца - радиус поворота при максимальном отклонении органа управления поворотом (штурвала).

Расчетный радиус поворота образца - радиус, определяемый по частотам вращения ведущих колес без нагрузки и без учета юза и буксования гусениц.

Максимальная расчетная скорость - скорость движения образца на высшей передаче при максимальной частоте вращения вала двигателя, соответствующей его максимальной мощности и при коэффициенте сопротивления движению не более 0,04.

Средняя скорость движения образца в повороте - средняя скорость движения центра масс образца на заданном участке дороги.

Максимальная скорость преодоления образцом поворота с радиусом $R=100$ м - средняя скорость движения образца на участке виража бетонной трассы в критических условиях (на границе заноса), то есть на максимально-возможной скорости с заданной точностью прохождения траектории, т.е. при условии вписывания в ограниченный коридор.

Мгновенная скорость движения образца - скорость движения образца в текущий момент времени.

Скоростная характеристика изделия на поворотах – зависимость предельной скорости движения от радиуса поворота дороги.

До начала испытаний необходимы следующие данные:

- масса образца;
- координаты центра масс образца;
- координаты расположения опорных катков, ведущего и ведомого колес образца;

- длина опорной поверхности гусеницы, ширина колеи и габаритные размеры образца;
- максимальная объектовая мощность двигателя образца или нагрузочная характеристика двигателя;
- радиус ведущего колеса, ширина и шаг гусеницы;
- расчетные максимальные скорости движения образца на каждой передаче;
- расчетные радиусы поворота образца на каждой передаче;
- момент инерции образца вокруг вертикальной оси.

4. Условия, порядок, место проведения, виды и этапы испытаний

4.1 Условия проведения испытаний

Для проведения испытаний по данной методике необходимо иметь:

- горизонтальный участок (уклон не более 15 минут) ровной (выбоины глубиной не более 50 мм, при длине от 0,5 до 2 м, шириной не более 0,7 м) прямолинейной бетонной дороги длиной не менее 400 м при ширине не менее 8 м;
- горизонтальную (уклон не более 15 минут) ровную бетонную площадку размерами не менее 150 x 150 м;
- прямолинейный горизонтальный ровный (высота неровностей на длине от 1 до 10 м не должны превышать 150 мм) участок сухой грунтовой дороги (СГД) длиной не менее 400 м и шириной проезжей части не менее 8 м;
- горизонтальную (уклон не более 15 минут) ровную площадку с укатанным грунтом ($f_{zp}=0,06...0,07$) размерами не менее 150x150 м.

Выше перечисленные участки дорог и площадки должны иметь примыкающие к ним участки разгона длиной не менее 300 м, обеспечивающие реализацию скорости, близкую к максимальной расчётной по тяговым возможностям образца, на них должны отсутствовать неровности, вызывающие пробой подвески.

Обязательным является доукомплектование машины до расчётной массы. Перед проведением испытаний машина полностью заправляется топливом,

смазкой, охлаждающей жидкостью, укомплектовывается табельным имуществом и макетными имитаторами массы, очищается от грязи (уменьшение массы за счет выработки топлива во время испытаний не должно превышать 1,5%).

4.2 Порядок проведения испытаний

4.2.1 Определение минимальных радиусов и угловых скоростей поворота образца на каждой передаче

Определение минимальных радиусов и угловых скоростей поворота проводится на бетонной площадке. Допускается при отсутствии бетонной площадки проведение испытаний на грунтовой площадке, требования к которой установлены в разделе 4.1.

Эксперименты по определению минимальных радиусов поворота проводят не менее трех раз в обе стороны на каждой передаче при максимальной скорости движения (педаль подачи топлива «до упора»). После каждого опыта определяется радиуса поворота по формуле: $R_i = \frac{V_i}{\omega_i}$.

При выполнении данного эксперимента фиксируется положение машины в глобальных координатах (широта – долгота), линейная и угловая скорости с частотой записи не менее 100 раз в секунду. При движении на I-ой передаче осуществляется движение образца по окружности минимально возможного радиуса. При движении на II-ой и последующих передачах движение осуществляется по дуге окружности при повороте на угол не менее 90 град.

Порядок проведения опыта:

- установить машину в начале разгонного участка;
- включить регистрирующую аппаратуру;
- осуществить разгон машины для выхода на заданный режим движения (максимальная скорость на передаче, педаль подачи топлива «до упора»);

- подъехав к площадке для разворота максимально быстро повернуть орган управления в сторону поворота до упора и удерживать до совершения поворота на установленный угол (на низшей передаче - 360°);
- отъехать на безопасное расстояние (10-20 м) от места проведения опыта;
- остановить машину и выключить регистрирующую аппаратуру.

В аналогичной последовательности провести опыты не менее трех раз на каждой передаче. При достижении радиуса поворота близкого к размерам площадки, на которой проводятся испытания, прекратить испытания на высших передачах.

4.2.2 Определение максимальной скорости преодоления поворота с радиусом $R=100$ м на бетонной трассе и коэффициента снижения скорости в заданном повороте.

Принцип экспериментального определения максимальной скорости в повороте с радиусом $R=100$ м заключается в решении задачи определения максимальной скорости при заданной точности регулирования траектории движения. Траектория движения задается радиусом поворота ($R=100$ м) углом поворота **не менее 90 градусов** и шириной полосы движения (коридора $H=6$ м).

Испытания по определению максимальной скорости движения в повороте проводят на участке бетонной трассы, изображенной на рисунке 1. Допускается при отсутствии бетонной площадки проведение испытаний на грунтовой площадке, отвечающей следующим требованиям:

- состояние - сухая грунтовая дорога ($f_{gp}=0,06...0,07$, $\mu_{max}=0,6...0,8$);
- размер - 150×150 м с подъездными дорогами.



А, В - точки начала и конца испытательного участка трассы; 1-2, 2-3, 3-4 - мерные участки прямолинейного и криволинейного движения.

Рисунок 1 - Схема трассы для определения максимальной скорости движения в повороте

Разметку коридора движения выполнять двухсторонней установкой ограничивающих вех с интервалом между ними 5...8 м. Значения радиусов поворотов определять по середине полосы движения $R=100$ м. Ширина коридора $H=6$ м задается исходя из условия габаритной ширины образца 4 м и прибавления расстояния, равного 2 м (критерия точности ± 1 м). Начало и конец испытательной трассы обозначаются вехами А и В, участков прямолинейного движения и поворота - вехами 1, 2, 3,4. Как бетонная, так и грунтовая трассы должны иметь:

- участки разгона и остановки 300 м;
- участки прямолинейного движения 1-2, 3-4 – 100 м;
- участок поворота 2-3 – 100 м.

Испытания начинаются со скорости движения не более $V_0=20$ км/ч, обеспечивающей уверенное преодоление поворота, а затем скорость последовательно увеличивается с шагом не более $\Delta V_0=5$ км/ч.

Порядок проведения испытаний:

- включить комплекс АИК;

- провести разгон машины на прямолинейном участке до скорости, обеспечивающей уверенное преодоление поворота без отклонения от траектории более чем на 1 м и без заноса;
- сделать отметку явления ОЯ-1, ОЯ-2;
- войти в поворот и пройти его по намеченной траектории на скоростном режиме, достигнутом при разгоне;
- сделать отметку явления ОЯ-3;
- остановить образец, выключить АИК.

Опыты повторяются на каждой передаче со второй (третьей) до высшей передачи, не менее трех раз.

4.2.3 Определение максимальной скорости преодоления участка трассы типа «змейка»

Принцип экспериментального определения максимальной скорости прохождения участка трассы типа «змейка» заключается в решении задачи определения максимальной скорости при заданной точности регулирования траектории движения с изменением направления поворота. Траектория движения образца задается установкой вех в соответствии с рисунком 2. Критерием точности регулирования траектории движения является отклонение от оптимальной траектории на величину ± 1 м, которое допускается по условию испытаний и определяется шириной створа, равного ширине образца B плюс 2 м.

Испытания проводить на участке бетонной трассы или на участке сухой грунтовой дороги (п. 4.1 настоящей методики).

Для проведения испытаний траекторию движения образца обозначить вехами. Внутренние вехи створов устанавливать на одной прямой, по оси дороги. Ширина створа (от 5 до 6 м) определяется прибавлением к ширине образца расстояния, равного 2 м, ($B+2$ м). Расстояние между створами $\Delta S=20$ м. Количество створов, задающих «змейку», равно шести.

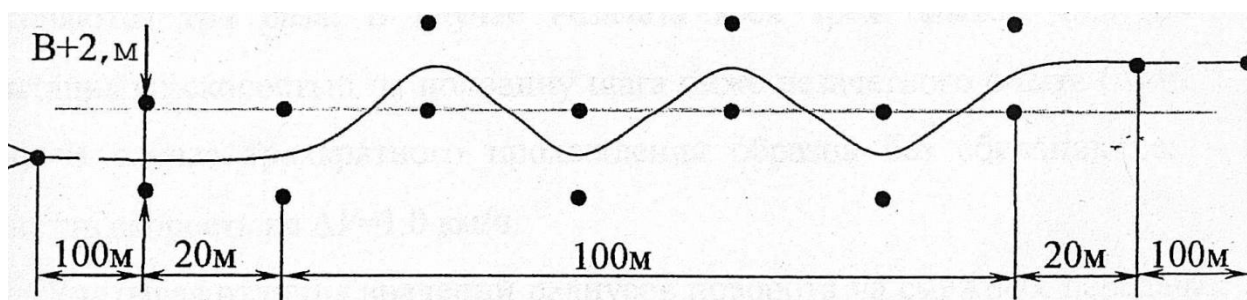


Рисунок 2 - Схема трассы типа «змейка»

В начале и в конце участка необходимо предусмотреть место для разгона и торможения образца.

Как бетонная, так и грунтовая трассы должны иметь: - участки разгона и остановки не менее 100 м;

- участки прямолинейного движения - 20 м;
- участок криволинейного движения - 100 м.

Испытания начинаются со скорости движения не более $V_0=20$ км/ч, обеспечивающей уверенное преодоление поворота, а затем скорость последовательно увеличивается с шагом не более $\Delta V=5$ км/ч. В процессе движения по «змейке» положение педали подачи топлива должно быть постоянным (не допускаются резкие разгоны и торможения).

Порядок проведения испытаний:;

- включить АИК;
- провести разгон машины на прямолинейном участке до скорости, обеспечивающей уверенное преодоление трассы без отклонения от траектории более чем на 1 м и без заноса;
- сделать отметки явления при прохождении вех;
- пройти все створы по намеченной траектории на скоростном режиме, достигнутом при разгоне;
- остановить машину, выключить АИК.

Эксперименты повторяются на каждой передаче со второй (третьей) до высшей передачи, не менее трех раз.

Заглохание двигателя, отклонение машины от заданной траектории более чем на 1 м (сбита веха) считается ошибкой, и опыт является незачетным. При трехкратном повторении ошибок считается, что машина преодолеть трассу типа «змейка» на заданной скорости не может.

4.2.5 Определение времени разворота на 180° вокруг вертикальной оси

Принцип экспериментального определения времени разворота на 180 градусов вокруг вертикальной оси заключается в решении задачи определения максимальной угловой скорости при повороте на месте на 1-й передаче и на нейтрали в трансмиссии (радиус $V/2$).

Поворот изделия осуществляется на угол не менее одного полного оборота (360°) или кратно целому числу оборотов. Оценка времени разворота выполняется для установившегося режима, идентифицируемого по постоянному значению угловой скорости.

5. Меры безопасности при проведении испытаний

При проведении испытаний необходимо строго соблюдать меры безопасности в соответствии с руководством по эксплуатации машины, руководством по эксплуатации измерительного оборудования и инструкциями по технике безопасности.

6. Метрологическое обеспечение испытаний

6.1 Метрологическое обеспечение испытаний должно осуществляться в соответствии с ГОСТ Р 51672-2000.

6.2 Применяемые средства контроля и измерений должны быть исправны, соответствовать нормативно-технической документации и иметь свидетельство о поверке (аттестации).

7. Отчетность

Результаты испытаний предоставляются в виде протокола, в котором приводятся данные об условиях и месте проведения испытаний, применяемых средствах измерений и испытаний, об установленных нормах точности измерений, полученной погрешности измерений, оценка результатов измерений. Протоколы удостоверяются лицом (лицами) проводившими измерения.

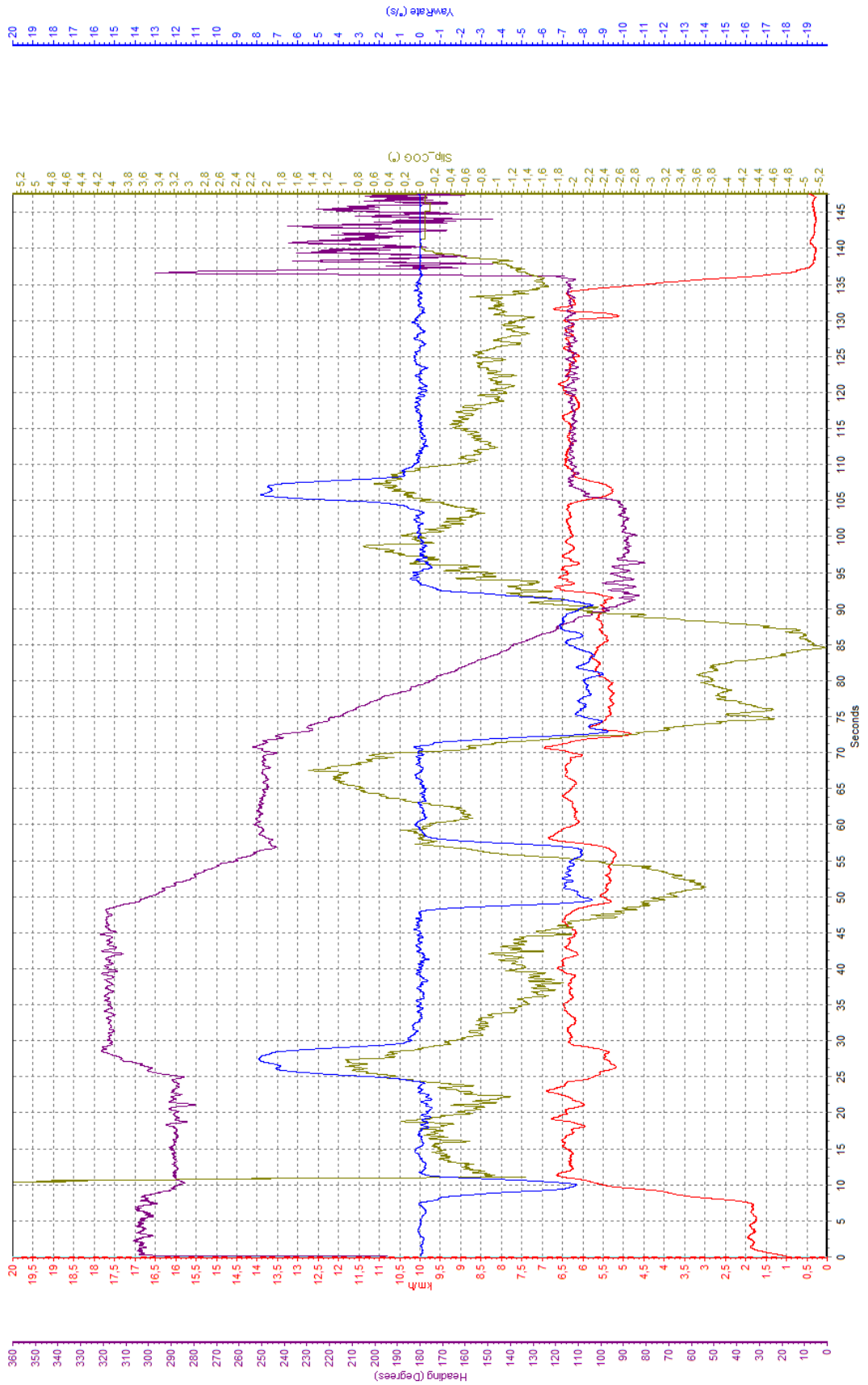


Рисунок ПЗ.1 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении на местности

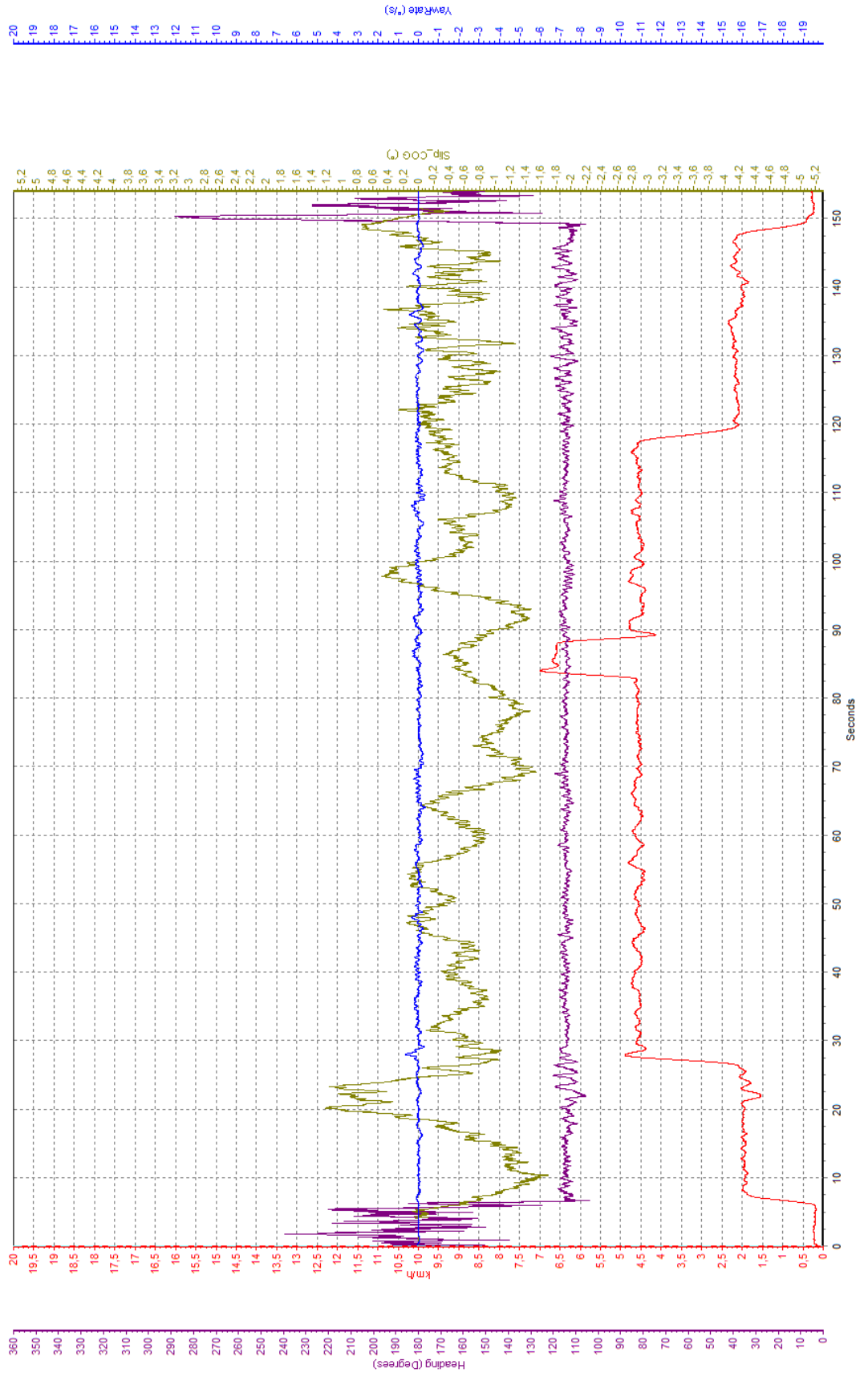


Рисунок П3.2 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении по прямой

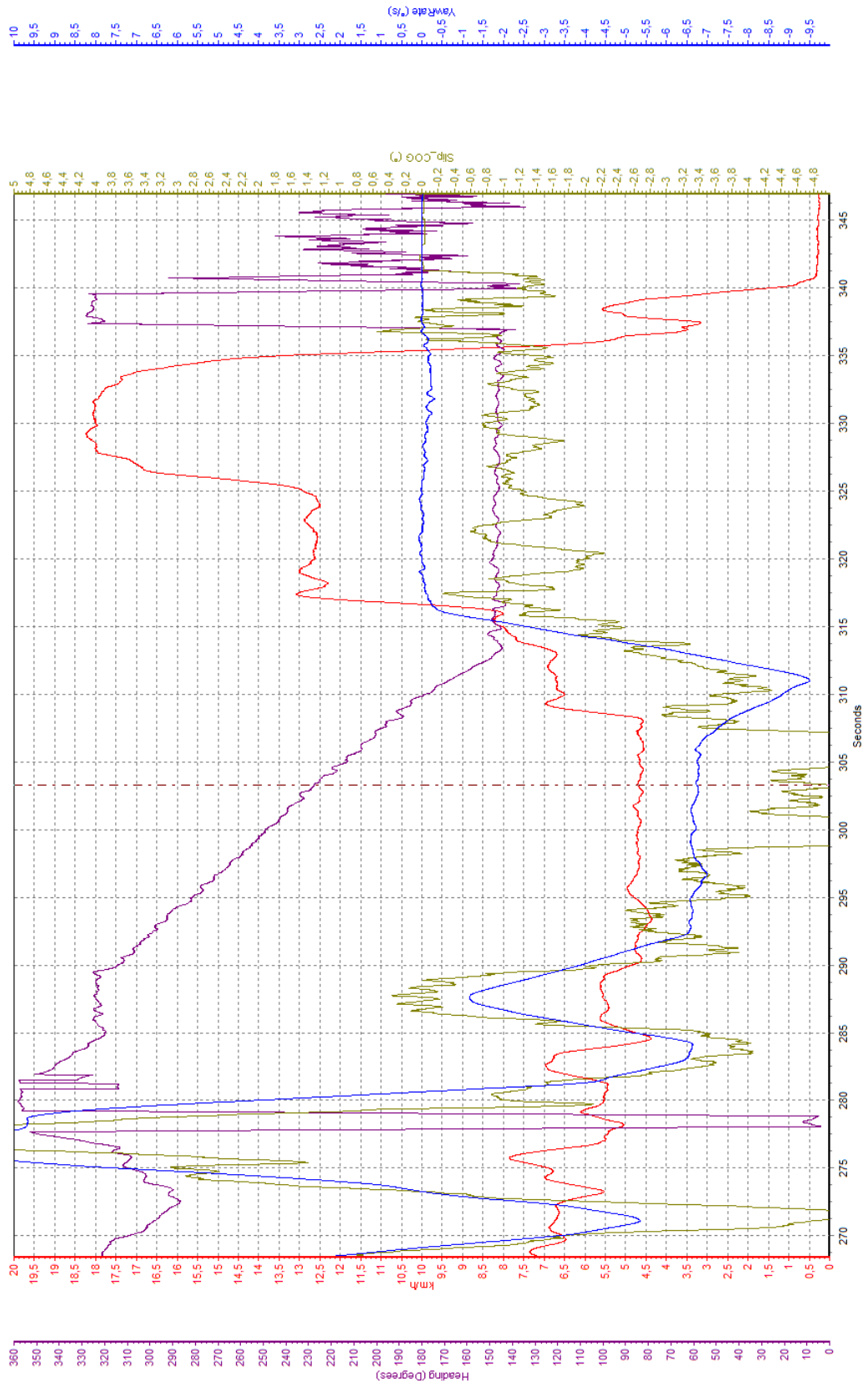


Рисунок ПЗ.3 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении по прямой и ошибочном включении передачи заднего хода

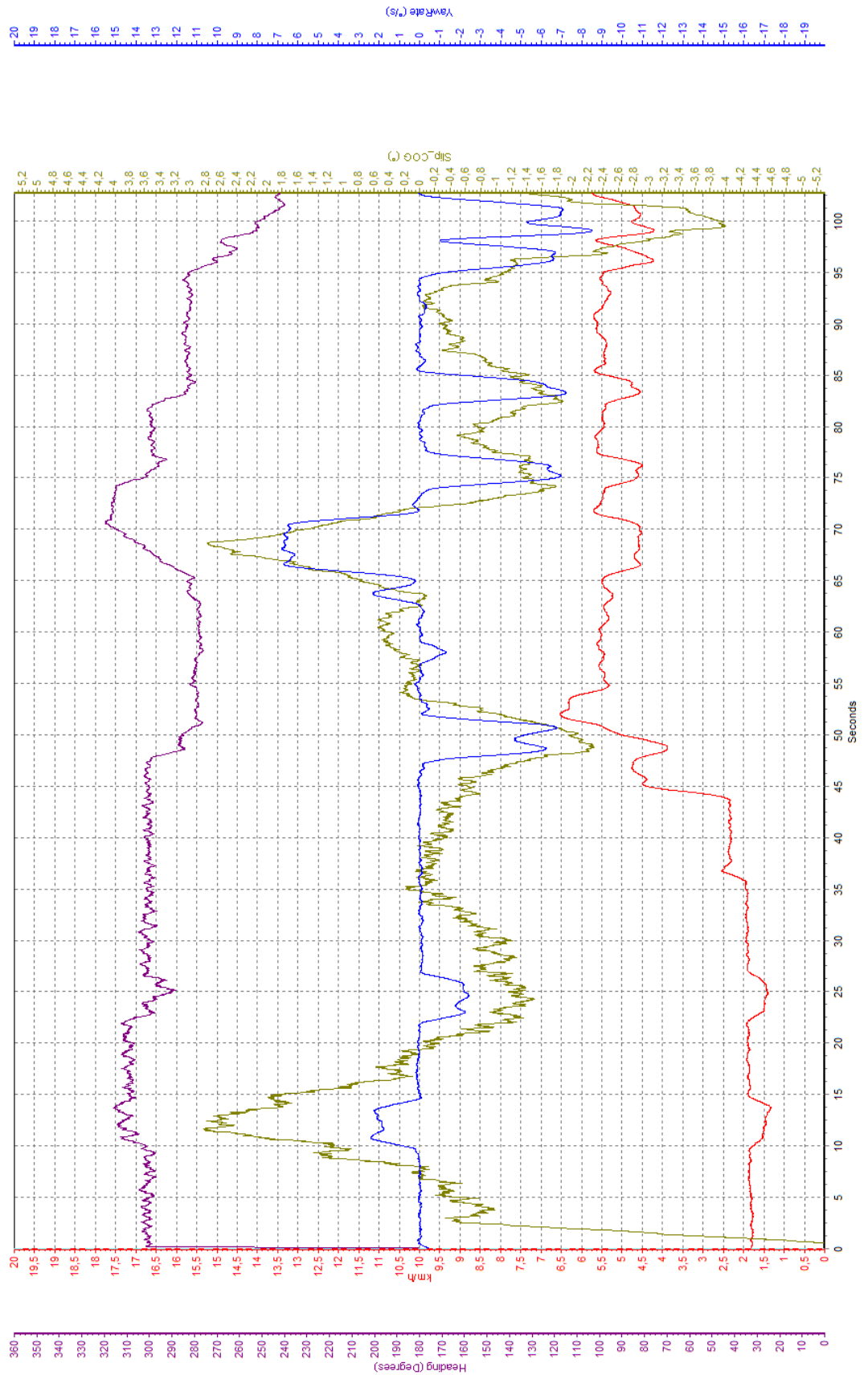


Рисунок ПЗ.4 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при выполнении фигуры змейка

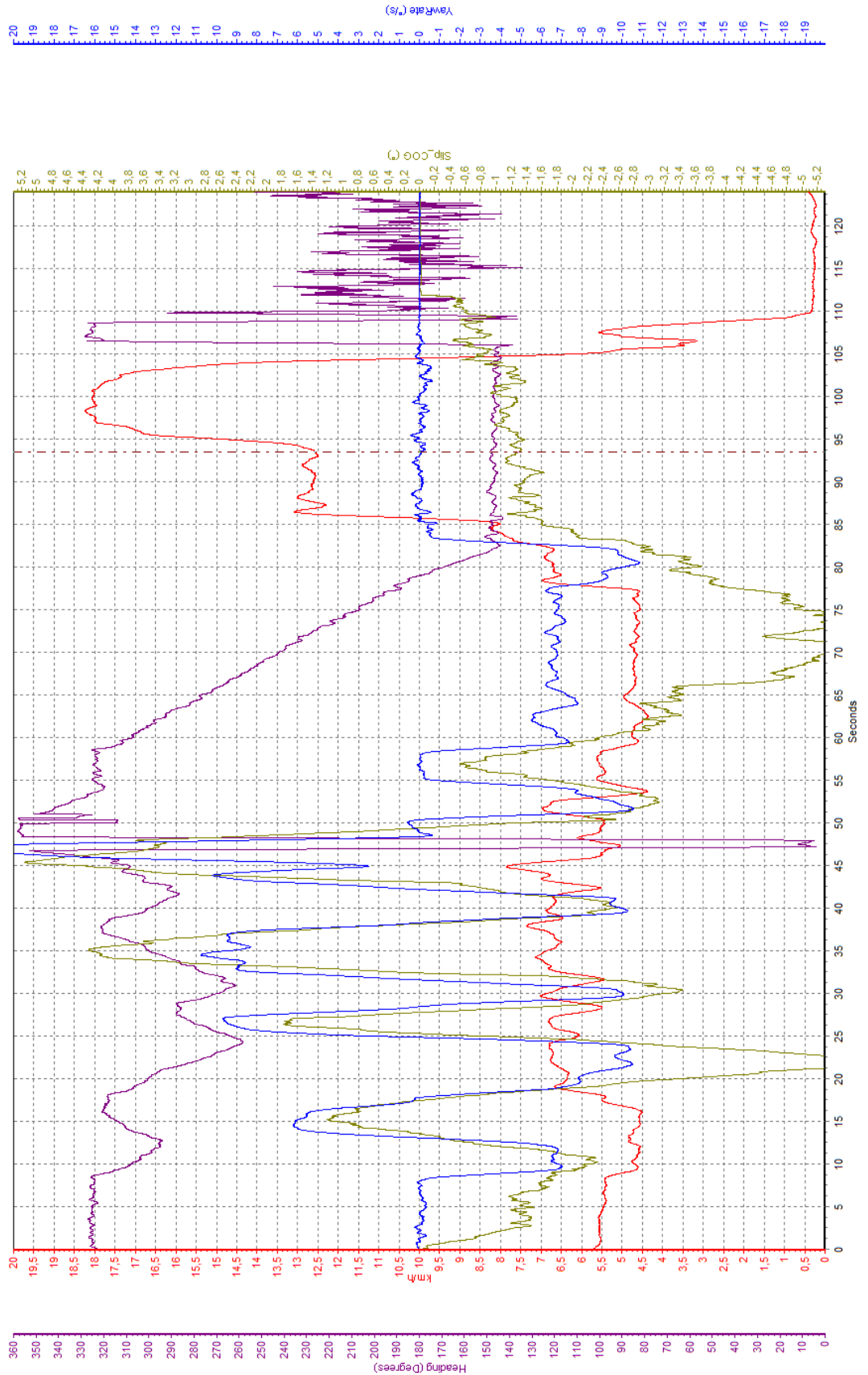


Рисунок П3.5 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при выполнении фигуры змейка

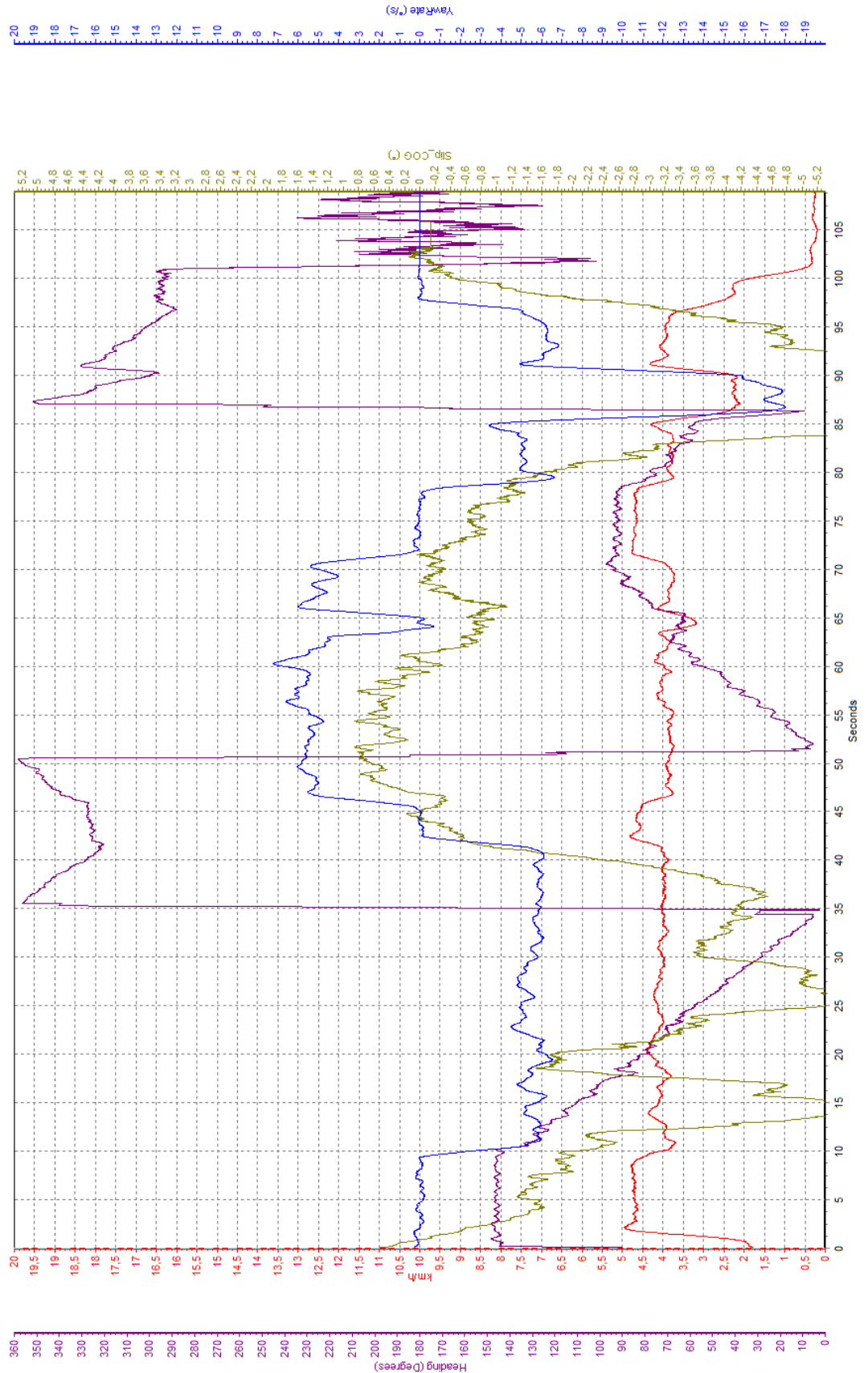


Рисунок ПЗ.6 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении по радиусам

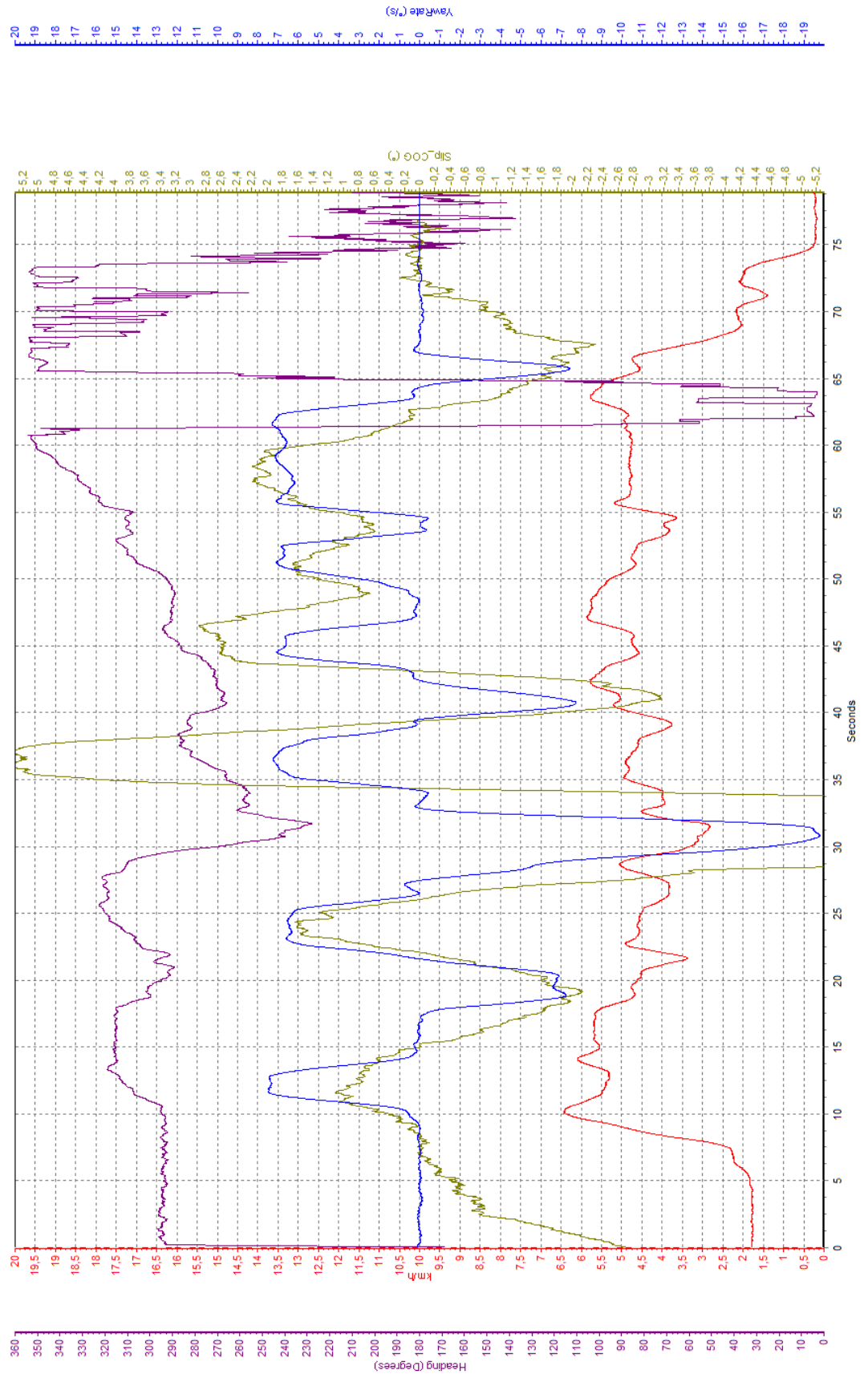


Рисунок П3.7 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при выполнении фигуры змейка

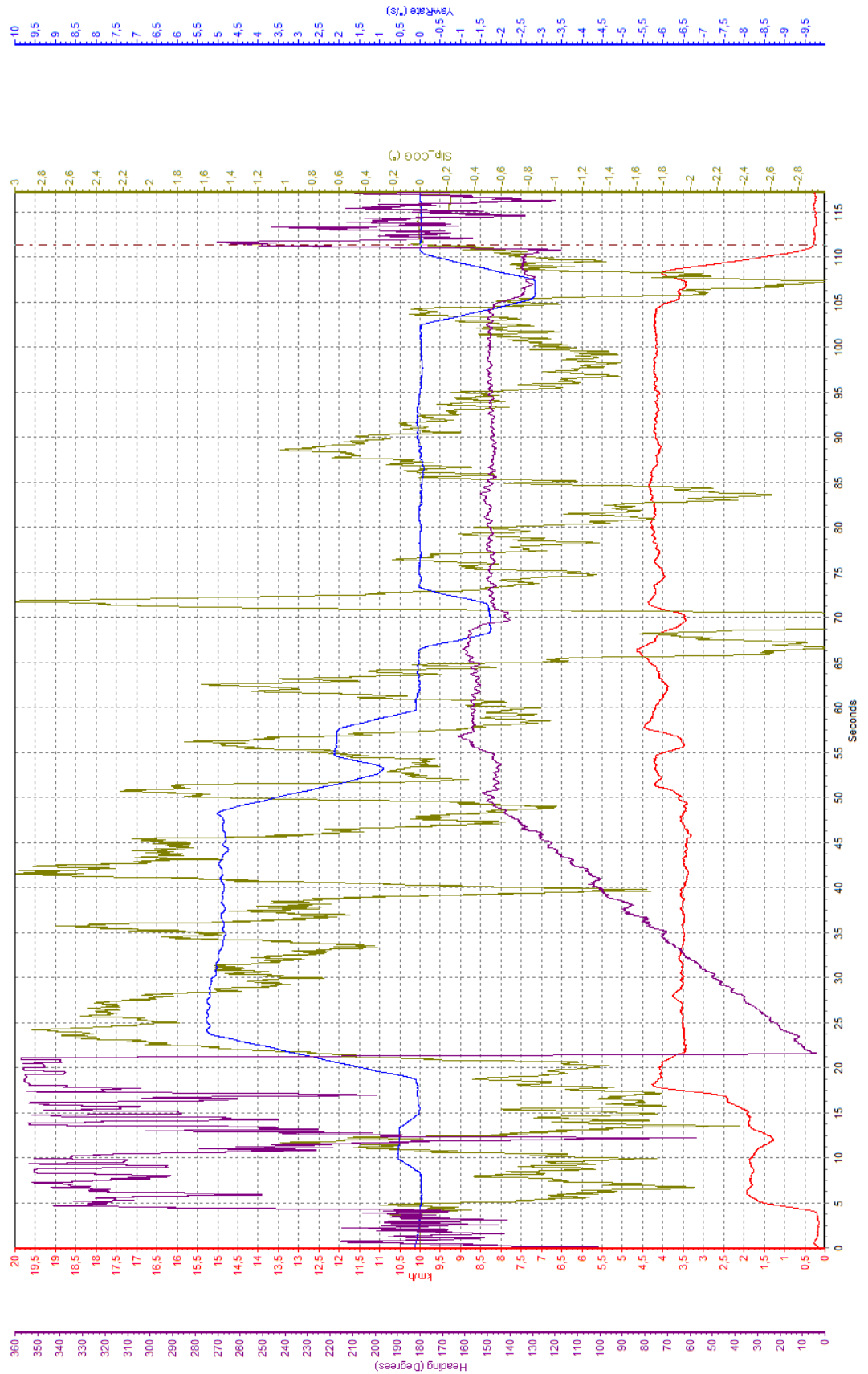


Рисунок ПЗ.8 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении в повороте и по прямой

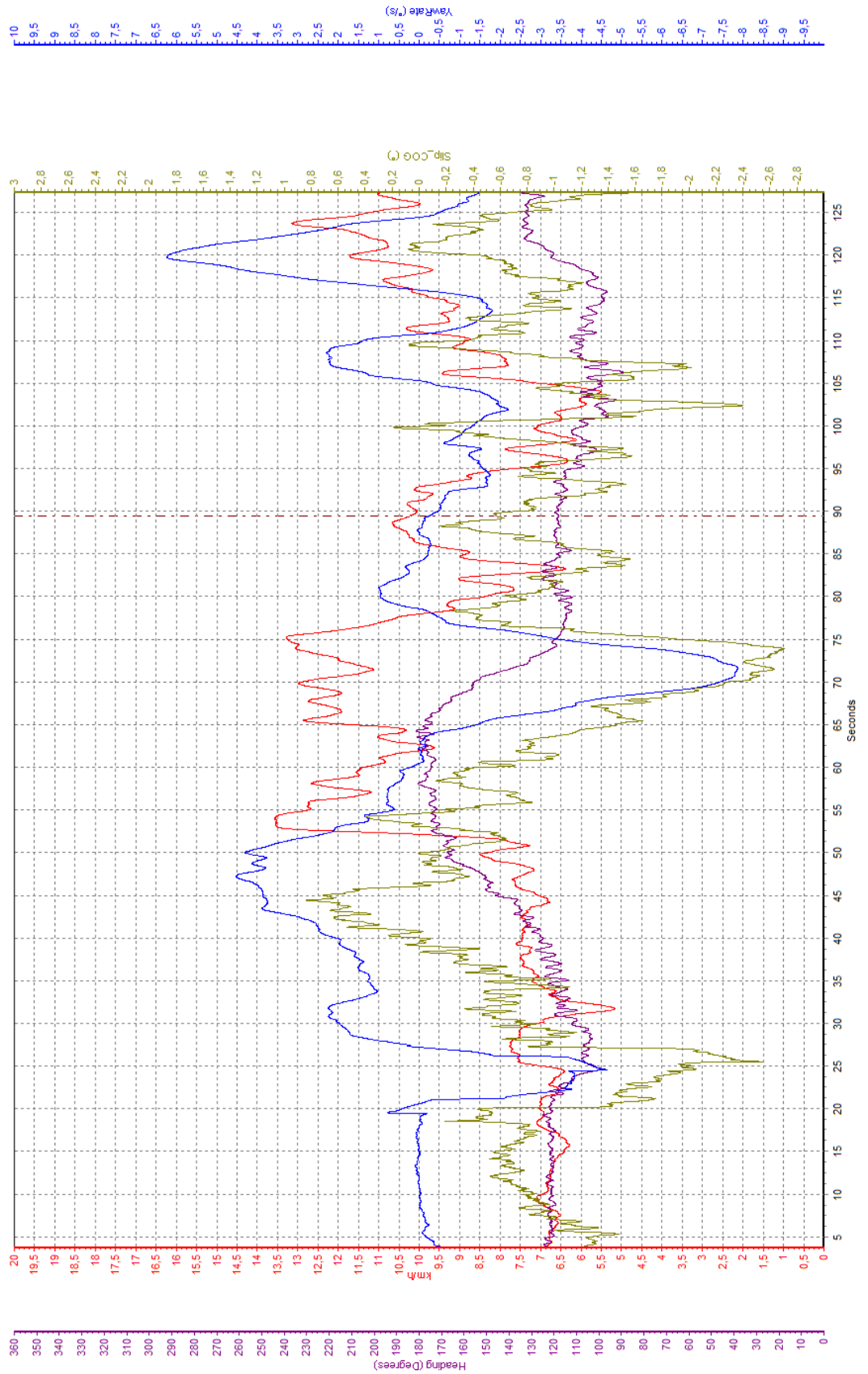


Рисунок ПЗ.9 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих управляемость РТС при движении на местности

Приложение П4

Общее положение и условия выполнения градуировки

Тарировка – измерительная операция, по определению масштаба преобразования условных единиц телеметрического сигнала (процентов, вольт, ампер) в истинное значение, имеющее размерность физической величины регистрируемого параметра. Если в пределах диапазона измерения регистрируемого параметра масштаб преобразования изменяется, то градуировочная характеристика представляется полиномом аппроксимации.

При проведении испытаний специального колесного шасси градуировка выполняется для измерительных каналов:

- моменты на грузовых валах;
- частоты вращения грузовых валов;
- угол поворота штурвала;
- линейная скорость движения;
- линейные ускорения по трем осям;
- угловые ускорения по трем осям;
- углы увода крайних опорных катков;
- смещение полюса поворота.

Для достижения соответствия качественных показателей энергопитания измерительного комплекса градуировка проводилась при работающем двигателе образца.

План проведения градуировки зависит от числа регистрируемых уровней p градуируемой величины от числа повторений n измерений на каждом уровне и от длительности регистрации каждого измерения.

Число регистрируемых уровней определяется соотношением:

$$p - k = l$$

где: p – число уровней градуировки;

k – число коэффициентов аппроксимирующих полиномом (если зависимость нелинейная).

Для полиномов 1-го порядка $k = 2$, для полинома 2-го порядка $k = 3$; l – число степеней свободы измерительного канала.

Для градуировки каналов момент в трансмиссии и оборотов двигателя при линейной зависимости выходного параметра от величины воздействия ($k = 2$ и $l = 1$), число уровней градуировки ограничивалось значения 3.

На каждом уровне необходимо провести от трех до семи повторных опытов с целью минимизации ошибки воспроизводимости результатов измерений. Выбранное число опытов определяется величиной доверительного интервала, который характеризует достоверность результата измерения i – го уровня:

$$\bar{y}_i - \varepsilon \leq y_i \leq \bar{y}_i + \varepsilon$$

где: \bar{y}_i - измеренное значение величины y_i ;

ε – доверительные границы случайной погрешности результата измерений:

$$\varepsilon = t \cdot \Delta m(\bar{y}_i)$$

где: t - коэффициент Стьюдента;

Δm - ошибка воспроизводимости опыта или оценка среднеквадратического отклонения результата i -го измерения.

Ошибка воспроизводимости опыта определяется по формуле:

$$\Delta m(\bar{y}_i) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m \sigma^2(\bar{y}_i)}{\eta}}$$

где: $\eta = n - k - l$ - число степеней свободы ошибки воспроизведения;

σ^2 – среднеквадратическое отклонение n -измерений.

Например, при числе уровней $p=3$ и числе измерений на каждом уровне $m=3$

$$n = 3 \cdot 3 = 9; k = 2; l = 1; \eta = 9 - 2 - 1 = 6$$

По таблице находим $t = 1,943$.

Таблица П4.1 - Распределение Стьюдента для доверительной вероятности $P=0,95$.

t	η
6,314	1
2,920	2
2,353	3
2,132	4
2,015	5
1,943	6
1,895	7
1,860	8
1,838	9
1,821	10
1,807	11
1,794	12
1,782	13
1,771	14
1,761	15
1,753	16
1,746	17
1,740	18
1,734	19
1,729	20
1,724	21
1,719	22

Если среднеквадратического отклонение не выходит за доверительные границы случайной погрешности, градуировки можно признать удовлетворительной. В противном случае процедура градуировки подвергалась анализу с целью поиска возможностей снижения погрешности и проводится повторно.

Приложение П5

В данных таблицах приведены расчетные значения параметров движения гусеничной машины в повороте по условию сохранения устойчивого движения в повороте при холодных шинах опорных катков с максимальным коэффициентом сопротивления боковому уводу $C_y=120000$ (Н/рад) (таблицы П5.1, П5.2, П5.3), и горячих шинах опорных катков с средним коэффициентом сопротивления боковому уводу $C_y=60000$ (Н/рад) (таблицы П5.4, П5.5, П5.6).

Таблица П5.1 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,1$		$\mu=0,2$		$\mu=0,3$	
Поворачивающий момент, Н*м	5086,667		10173,333		15260	
	7228,421		14456,842		21685,263	
	9156		18312		27468	
	10564,615		21129,231		31693,846	
	13734		27468		41202	
Линейная скорость, км/ч	27,49		38,66		47,28	
	23,49		32,983		40,264	
	19,835		27,75		33,862	
	16,93		23,58		28,72	
	8,272		10,2		11,61	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,134	0,068	0,19	0,097	0,20	0,12
	0,177	0,083	0,248	0,118	0,31	0,146
	0,21	10,095	0,302	0,135	0,366	0,164
	0,22	0,1	0,3	0,14	0,36	0,17
	0,477	0,118	0,7	0,17	0,99	0,21
Кривизна поворота, 1/м	0,017	0,009	0,0177	0,009	0,015	0,009
	0,027	0,013	0,027	0,013	0,028	0,013
	0,038	0,017	0,039	0,018	0,039	0,017
	0,047	0,0213	0,046	0,021	0,045	0,021
	0,208	0,051	0,247	0,06	0,307	0,065
Радиус поворота, м	56,98	112,29	56,52	110,71	65,67	109,44
	36,86	78,6	36,943	77,6	36,08	76,606
	26,23	58,0	25,52	57,1	25,70	57,356
	21,37	47,03	21,83	46,78	22,16	46,928
	4,82	19,47	4,048	16,7	3,258	15,357
Смещение полюса поворота, м	3,92	3,26	3,89	3,25	3,71	3,24
	4,0	3,08	4	3,06	4	3,07
	3,99	2,92	4	2,91	3,98	2,89
	3,86	2,77	3,76	2,75	3,7	2,74
	3,99	2,42	3,98	2,4	4	2,36
Курсовой угол, град	2,54	0,92	2,51	0,92	2,05	0,93
	3,96	1,13	3,9	1,13	3,965	1,138
	5,32	1,3	5,48	1,3	5,4	1,276
	5,8	1,34	5,41	1,32	5,11	1,31
	23,42	1,64	29,03	1,63	38,73	1,69

Таблица П5.2 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,4$		$\mu=0,5$		$\mu=0,6$	
Поворачивающий момент, Н*м	20346,66		25433,333		30520	
	28913,684		36142,105		43370,526	
	36624		45780		54936	
	42258,462		52823,077		63387,692	
	54936		68670		82404	
Линейная скорость, км/ч	54,51		60,64		66,04	
	46,393		51,825		56,727	
	39,038		43,559		47,888	
	33,17		37		40,56	
	12,69		13,69		14,58	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,267	0,14	0,26	0,15	0,26	0,17
	0,36	0,167	0,393	0,189	0,45	0,208
	0,422	0,188	0,466	0,212	0,514	0,231
	0,46	0,2	0,50	0,22	0,51	0,24
	1,15	0,237	1,335	0,26	1,45	0,281
Кривизна поворота, 1/м	0,018	0,0091	0,015	0,0092	0,014	0,0093
	0,028	0,013	0,027	0,013	0,029	0,013
	0,039	0,017	0,039	0,018	0,039	0,017
	0,05	0,022	0,049	0,021	0,0453	0,0213
	0,326	0,067	0,351	0,068	0,358	0,069
Радиус поворота, м	56,71	108,155	64,786	68,519	70,556	107,908
	35,797	77,167	36,631	76,168	35,017	75,757
	25,696	57,68	25,965	57,074	25,88	57,585
	20,03	46,069	20,556	46,717	22,092	46,944
	3,065	14,873	2,849	14,626	2,793	14,413
Смещение полюса поворота, м	3,9	3,24	3,7	3,25	3,58	3,26
	4	3,063	4	3,067	4	3,067
	4	2,887	4	2,891	4	2,884
	3,89	2,74	3,84	2,74	3,68	2,73
	4	2,334	4	2,309	3,97	2,287
Курсовой угол, град	2,52	0,93	2,04	0,94	1,75	0,97
	4,068	1,128	3,882	1,142	4,185	1,15
	5,32	1,256	5,183	1,271	5,26	1,26
	6,28	1,32	6,01	1,33	5,12	1,31
	38,85	1,64	41,69	1,58	40,885	1,53

Таблица П5.3 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,7$		$\mu=0,8$		$\mu=0,9$	
Поворачивающий момент, Н*м	35606,667		40693,333		45780	
	50598,947		57827,368		65055,789	
	64092		73248		82404	
	73952,308		84516,923		95081,538	
	96138		109872		123606	
Линейная скорость, км/ч	70,48		74,5		78,09	
	60,694		64,428		67,742	
	51,421		54,697		57,737	
	43,73		46,64		49,33	
	15,35		16,05		16,65	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,27	0,19	0,30	0,21	0,38	0,23
	0,454	0,225	0,485	0,244	0,5	0,26
	0,55	0,253	0,60	0,268	0,62	0,28
	0,53	0,26	0,66	0,28	0,64	0,3
	1,59	0,30	1,79	0,32	1,89	0,34
Кривизна поворота, 1/м	0,0138	0,009	0,0145	0,0101	0,0175	0,0106
	0,027	0,013	0,027	0,014	0,027	0,014
	0,039	0,018	0,039	0,018	0,039	0,017
	0,0436	0,0214	0,0509	0,0216	0,0467	0,0219
	0,373	0,07	0,401	0,072	0,409	0,074
Радиус поворота, м	72,51	103,041	68,98	98,545	57,083	94,312
	37,135	74,931	36,9	73,347	37,634	72,374
	25,97	56,457	25,32	56,69	25,868	57,28
	22,92	46,72	19,63	46,27	21,411	45,676
	2,68	14,21	2,49	13,932	2,447	13,603
Смещение полюса поворота, м	3,56	3,28	3,57	3,29	3,77	3,32
	3,92	3,07	3,92	3,08	3,86	3,1
	4	2,89	3,98	2,89	3,96	2,9
	3,62	2,73	3,94	2,74	3,74	2,74
	3,967	2,27	3,97	2,25	3,96	2,24
Курсовой угол, град	1,69	0,99	1,74	1,00	2,32	1,04
	3,69	1,15	3,69	1,17	3,55	1,17
	5,28	1,285	5,47	1,27	5,05	1,28
	4,8	1,32	6,49	1,33	5,38	1,31
	42,73	1,51	47,22	1,5	46,66	1,49

Таблица П5.4 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,1$		$\mu=0,2$		$\mu=0,3$	
Поворачивающий момент, Н*м	5086,667		10173,333		15260	
	7228,421		14456,842		21685,263	
	9156		18312		27468	
	10564,615		21129,231		31693,846	
	13734		27468		41202	
Линейная скорость, км/ч	27,49		38,66		46,7	
	23,49		32,983		40,1	
	19,835		27,75		33,87	
	16,93		23,58		28,74	
	8,373		10,2		11,65	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,134	0,068	0,177	0,097	0,24	0,12
	0,175	0,083	0,24	0,178	0,29	0,14
	0,211	0,095	0,282	0,133	0,31	0,16
	0,221	0,101	0,302	0,142	0,42	0,17
	0,45	0,12	0,67	0,16	0,89	0,20
Кривизна поворота, 1/м	0,018	0,009	0,016	0,009	0,019	0,009
	0,027	0,013	0,026	0,013	0,026	0,013
	0,038	0,017	0,037	0,017	0,033	0,017
	0,047	0,021	0,046	0,022	0,053	0,021
	0,196	0,052	0,236	0,056	0,275	0,062
Радиус поворота, м	56,986	112,296	60,672	110,71	54,051	108,102
	37,286	78,614	38,175	77,644	38,41	79,563
	26,28	57,997	27,335	57,957	30,349	58,802
	21,28	46,562	21,689	46,127	19,008	46,961
	5,106	19,148	4,229	17,708	3,636	16,181
Смещение полюса поворота, м	3,92	3,26	3,81	3,23	3,95	3,27
	3,99	3,07	3,92	3,07	3,91	3,07
	3,99	2,92	3,90	2,89	3,82	2,89
	3,86	2,77	3,76	2,75	4,00	2,75
	3,99	2,43	3,91	2,38	3,94	2,34
Курсовой угол, град	2,53	0,92	2,28	0,93	2,69	0,96
	3,95	1,13	3,62	1,13	3,58	1,13
	5,31	1,3	4,77	1,26	3,85	1,26
	5,81	1,34	5,43	1,33	7,09	1,32
	23,43	1,65	26,19	1,62	31,06	1,58

Таблица П5.5 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,4$		$\mu=0,5$		$\mu=0,6$	
Поворачивающий момент, Н*м	20346,66		25433,333		30520	
	28913,684		36142,105		43370,526	
	36624		45780		54936	
	42258,462		52823,077		63387,692	
	54936		68670		82404	
Линейная скорость, км/ч	52,75		57,66		62,15	
	45,64		50,15		54	
	38,79		42,84		46,37	
	33,13		36,77		39,92	
	12,8		13,69		14,58	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,227	0,147	0,28	0,17	0,28	0,18
	0,33	0,172	0,30	0,19	0,28	0,21
	0,383	0,19	0,35	0,21	0,35	0,24
	0,44	0,20	0,43	0,22	0,44	0,25
	1,18	0,23	1,39	0,26	1,46	0,28
Кривизна поворота, 1/м	0,015	0,01	0,017	0,011	0,016	0,01
	0,026	0,014	0,022	0,014	0,019	0,014
	0,036	0,018	0,029	0,018	0,027	0,019
	0,048	0,022	0,042	0,022	0,04	0,023
	0,332	0,065	0,366	0,068	0,36	0,069
Радиус поворота, м	64,55	99,679	57,202	94,216	61,657	95,91
	38,418	73,708	46,435	73,319	23,571	71,429
	28,133	56,711	34	56,667	36,802	53,669
	20,915	46,014	23,753	46,427	25,202	44,356
	3,013	15,459	2,736	14,626	2,774	14,464
Смещение полюса поворота, м	3,63	3,3	3,74	3,32	3,63	3,31
	3,85	3,09	3,5	3,10	3,28	3,12
	3,81	2,89	3,41	2,91	3,33	2,92
	3,79	2,75	3,56	2,75	3,42	2,76
	3,99	2,32	4,0	2,29	3,94	2,28
Курсовой угол, град	1,91	1,003	2,26	1,01	1,94	0,96
	3,44	1,17	2,40	1,18	1,85	1,18
	4,41	1,27	2,96	1,3	2,62	1,30
	5,73	1,34	4,5	1,33	3,94	1,35
	41,22	1,58	45,27	1,58	41,43	1,54

Таблица П5.6 - Параметры движения машины в повороте.

	Грунт					
	$\mu=0,7$		$\mu=0,8$		$\mu=0,9$	
Поворачивающий момент, Н*м	35606,667		40693,333		45780	
	50598,947		57827,368		65055,789	
	64092		73248		82404	
	73952,308		84516,923		95081,538	
	96138		109872		123606	
Линейная скорость, км/ч	66,39		70,39		74,2	
	57,57		60,94		64,16	
	49,4		52,21		54,89	
	42,64		45,14		47,42	
	15,35		16,05		16,5	
	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения	Устойчивые значения	Критические значения
Угловая скорость, рад/с	0,37	0,19	0,29	0,2	0,33	0,21
	0,46	0,23	0,37	0,24	0,42	0,25
	0,38	0,26	0,4	0,27	0,54	0,29
	0,53	0,27	0,55	0,29	0,55	0,31
	1,7	0,30	1,9	0,32	1,95	0,33
Кривизна поворота, 1/м	0,02	0,01	0,015	0,01	0,016	0,01
	0,029	0,014	0,022	0,014	0,024	0,014
	0,028	0,019	0,028	0,019	0,035	0,019
	0,045	0,023	0,044	0,023	0,042	0,024
	0,399	0,07	0,426	0,072	0,425	0,072
Радиус поворота, м	49,842	97,061	67,423	97,764	62,458	98,148
	34,764	69,529	45,751	70,532	42,434	71,289
	36,111	52,778	36,257	53,714	28,236	52,577
	22,348	43,868	22,798	43,238	23,949	42,491
	2,508	14,213	2,346	13,932	2,35	13,889
Смещение полюса поворота, м	3,87	3,30	3,56	3,30	3,62	3,30
	3,91	3,12	3,47	3,11	3,53	3,11
	3,38	2,93	3,29	2,93	3,87	2,93
	3,62	2,76	3,52	2,77	3,43	2,78
	3,98	2,27	3,94	2,26	3,95	2,25
Курсовой угол, град	2,66	0,92	1,57	0,89	1,82	0,88
	3,81	1,15	2,33	1,11	2,54	1,08
	2,65	1,32	2,63	1,29	3,9	1,26
	4,70	1,33	4,42	1,37	4,01	1,36
	48,10	1,52	52,83	1,49	49,18	1,45