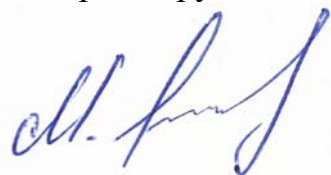


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Московский политехнический университет»

На правах рукописи



Капитонов Михаил Владимирович

**УЛУЧШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ МНОГООСНОГО АВТОПОЕЗДА
С АКТИВНЫМ ПОЛУПРИЦЕПНЫМ ЗВЕНОМ ДЛЯ ДЛИННОМЕРНЫХ
НЕДЕЛИМЫХ ГРУЗОВ**

2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы
(технические науки)

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор,
член-корреспондент РАН
Годжаев Захид Адыгезал оглы

Москва – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОВОРОТА БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АКТИВНЫХ АВТОПОЕЗДОВ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ .	10
1.1. Обзор и анализ систем управления поворотом колес полуприцепных звеньев активных автопоездов	10
1.1.1. Обзор условий поворота	13
1.1.2. Обзор условий маневрирования	16
1.2. Исследование вопросов кинематики поворота звеньев БТС	17
1.3. Определение траекторий отдельных звеньев	19
1.4. Оценка рассогласования частот вращения колес	24
1.5. Основные характеристики поворота большегрузного БТС в различных дорожных условиях	27
1.6. Выводы, постановка целей и задач	29
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ БТС	31
2.1. Моделирование траектории движения полуприцепа при малых скоростях	31
2.1.1. Моделирование траектории движения тягача при повороте управляемых колёс	31
2.1.2. Моделирование траектории движения тягача с полуприцепом с неуправляемыми колесами при повороте управляемых колёс тягача	35
2.1.3. Вывод закона управления колёсами полуприцепа в зависимости от угла поворота управляемых колёс тягача и моделирование траектории движения автопоезда	41
2.1.4. Вывод закона управления колёсами полуприцепа в зависимости от угла поворота управляемых колёс тягача и угла складывания автопоезда и моделирование траектории движения автопоезда	48
2.2. Расчет показателей относительного проскальзывания	52
2.2.1. Моделирование процесса взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью	54
2.2.2. Расчет коэффициентов сцепления пневматической шины с опорной поверхностью	55
2.3. Моделирование динамики движения тягача	62
2.4. Моделирование динамики движения полуприцепа	64
2.5. Выводы по главе 2	66

ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ	
СУП БТС	68
3.1. Описание опытного образца БТС	68
3.2. Натурные испытания модели	70
3.2.1. Общие условия натурных испытаний	70
3.2.2. Методика натурных испытаний и измерительные приборы	70
3.2.3. Методика расчетных испытаний	71
3.3. Выводы по главе 3	71
ГЛАВА 4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	
СУП БТС	72
4.1. Результаты имитационного моделирования движения автопоезда с малыми скоростями в соответствии с теорией управления колесами полуприцепа	72
4.2. Результаты имитационного моделирования динамики БТС при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота колес тягача	75
4.3. Результаты натурных испытаний при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача	80
4.4. Проверка результатов оценки математической модели и натурных испытаний при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача	81
4.5. Применение алгоритма обратной связи	83
4.6. Применение алгоритма запаздывания	88
4.7. Оценка влияния факторов на управляемость БТС	89
4.8. Исследования результатов применения алгоритмов работы системы управления поворотом	95
4.9. Оценка результативности введения алгоритма работы автоматизированной системы управления поворотом при выполнении сложных маневров	101
4.10. Выводы по главе 4	105
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ	106
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ	107
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	108

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования

Развитие ряда областей техники, в частности энергетического и нефтехимического машиностроения, ракетостроения и др. приводит к необходимости перевозки наземными транспортными средствами крупногабаритных неделимых грузов. При этом в большинстве случаев транспортные средства для перевозки подобных грузов должны допускать движение по дорогам общего пользования и, следовательно, удовлетворять комплексу необходимых для этого требований, в том числе по маневренности.

В настоящее время для перевозки длинномерных неделимых грузов используются автопоезда с активными полуприцепами, снабженными управляемыми мотор-колесами. Эффективное ручное управление колесами таких полуприцепов возможно лишь при движении транспортного средства с малой, не превышающей 5 км/ч, скоростью, например при маневрировании на ограниченной площади. Для движения по дорогам общего пользования необходимы системы управления, действие которых привязано к системе управления тягача и к условиям движения. Известные системы такого рода позволяют управлять поворотом колес полуприцепа пропорционально углу поворота его продольной оси относительно тягача, но не учитывают возможный выход полуприцепа за допустимый габаритный коридор движения при больших массово-габаритных показателях груза.

Следовательно, актуальной является задача совершенствования подобных систем управления полуприцепами с тем, чтобы в полной мере предотвратить выход существенно длинномерных звеньев автопоезда за допустимый габаритный коридор движения.

Заметное увеличение массогабаритных показателей грузов, которые необходимо перевозить автопоездами в настоящее время, требует дальнейших исследований маневренных свойств автопоездов.

Целью исследования является улучшение маневренности седельного автопоезда, предназначенного для транспортировки длинномерных неделимых грузов, за счет совершенствования алгоритма управления поворотом колес полуприцепа.

Для достижения целей исследования необходимо решить следующие задачи.

Задачи исследования:

1. Провести анализ особенностей криволинейного движения многоосных автопоездов с полуприцепным звеном для транспортировки длинномерных неделимых грузов. Обосновать параметры, влияющие на расположение звеньев автопоезда внутри заданного коридора движения.
2. Разработать алгоритм управления поворотом колес полуприцепа, позволяющий сохранить положение звеньев автопоезда внутри заданного габаритного коридора движения при транспортировке длинномерных неделимых грузов большими массово-габаритными характеристиками.
3. Разработать, создать программную реализацию и проверить адекватность математических моделей движения по криволинейной траектории многоосного автопоезда, снабженного системой управления поворотом колес полуприцепа.
4. Разработать методики экспериментального исследования и проведение расчетно-экспериментальные исследования по оценке результативности алгоритма работы системы управления поворотом большегрузного транспортного средства.

Научная новизна:

1. Обоснованы параметры, влияющие на расположение внутри заданного габаритного коридора движения звеньев автопоезда для транспортировки длинномерных неделимых грузов с большими массово-габаритными характеристиками.
2. Разработана и реализована математическая модель движения по криволинейной траектории многоосного автопоезда с длинномерным неделимым грузом, снабженного системой управления поворотом колес полуприцепа, отличающаяся от известных возможностью учета различных алгоритмов управления поворотом колес полуприцепа.
3. Предложен алгоритм управления поворотом колес полуприцепа, обеспечивающий при заданных значениях углов поворота колес тягача, угла складывания звеньев автопоезда и конструктивных параметрах полуприцепа движение полуприцепа в заданном габаритном коридоре.

Объект исследования – автопоезд с активным многоосным управляемым полуприцепным звеном для транспортировки длинномерных неделимых грузов с большими массово-габаритными показателями.

Предмет исследования – маневренность автопоезда с многоосным управляемым полуприцепным звеном для транспортировки длинномерных неделимых грузов с большими массово-габаритными показателями.

Теоретическая значимость работы. Разработанная математическая модель может служить теоретической базой для совершенствования алгоритмов управления поворотом колес многоосных длинномерных полуприцепов для перевозки крупногабаритных неделимых грузов.

Практическая значимость работы. Применение разработанных алгоритмов позволяет улучшить маневренность автопоезда с многоосным управляемым полуприцепным звеном для транспортировки длинномерных неделимых грузов с большими массово-габаритными показателями при движении по криволинейной траектории.

Полученные в рамках данной диссертации результаты и модели могут быть использованы в НИИ и КБ при разработке автотранспортных средств с длинномерным полуприцепным звеном. Результаты работы могут быть также использованы при подготовке специалистов по проектированию специальной техники в учебных заведениях.

Разработанный математический аппарат использован при проведении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в филиале АО «ЦЭНКИ»-«КБ «Мотор», АО «ЦЭНКИ»-НИИ СК, АО «МОВЕН».

Методология и методы исследований. В ходе выполнения работы использовались теоретические и экспериментальные методы исследований. Применены математические модели исследуемых объектов, методы аналитической механики, а также численные методы моделирования движения на языке Pascal и в программе MathLab.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Выявленные в рамках исследования основные факторы, влияющие на траекторию движения при повороте автопоезда с длинномерным неделимым грузом.
2. Математическая модель криволинейного движения автопоезда с полуприцепом с различными алгоритмами управления поворотом колес.
3. Алгоритм управления колесами полуприцепа, улучшающий маневренность автопоезда.

Реализация работы. Результаты работы внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «МАДИ», применены при разработке новых агрегатов в филиале АО «ЦЭНКИ» - НИИ Стартовых комплексов им. В.П. Бармина г. Москва и в АО «МОВЕН» г. Волжск.

Достоверность результатов работы основывается на сравнении результатов исследований на математических моделях движения БТС с результатами исследований пробеговых испытаний на физической модели. При этом подтверждается правомерность использования предложенных в работе

рекомендаций, а также достоверность выводов, полученных в результате теоретических исследований.

Апробация работы:

Основные положения научной работы докладывались и обсуждались на следующих мероприятиях:

- XLIV Международная молодёжная научная конференция – «Гагаринские чтения-2018» (МАИ, г. Москва, март 2018 г.)
- X общероссийская научно-техническая конференция «Молодежь. Техника. Космос» (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, апрель 2018 г.)
- 76-я научно-методическая и научно-исследовательская конференция МАДИ. Закрытая секция «Тягачи и амфибийные машины» (ФГБОУ ВО МАДИ, г. Москва, февраль 2018 г.)
- XI общероссийская научно-практическая конференция «Инновационные технологии и технические средства специального назначения» (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, г. Санкт-Петербург, февраль 2019 г.)
- XLII Академические чтения по космонавтике, посвященные памяти академика С.П. Королева и других выдающихся отечественных ученых-пионеров освоения космического пространства. Сборник тезисов (МГТУ им. Н.Э. Баумана, январь 2019 г.)
- I Международная научно-практическая конференция: «Космическая философия - Космическое право-Космическая деятельность – триединство космического прорыва человечества» (Цифровая платформа RKO.NBICSNET, г. Москва, 23-24 мая 2020 года.
- Всероссийская научно-техническая конференция «Проблемы обеспечения функционирования и развития наземной инфраструктуры комплексов систем вооружения» г. Санкт-Петербург ВКА им. А.Ф. Можайского 28-29 марта 2021 года

- МІР: Engineering-III-2021: Advanced Technologies in Material Science, Mechanical and Automation Engineering" г. Красноярск, 29 апреля 2021 года

Личный вклад автора заключается в: постановке целей и задач исследования; разработке математического аппарата для исследования движения длинномерного автопоезда по криволинейной траектории, разработке алгоритма управления колесами полуприцепа, улучшающего маневренность автопоезда.

Публикации. Основные теоретические положения и результаты исследования опубликованы автором в 16 печатных изданиях, 7 из которых опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, 4 – в журналах, индексируемых в наукометрической базе Scopus, 5 – в сборниках трудов конференций.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, заключения, библиографического списка и приложения. Объем работы составляет 117 страниц, включая 72 рисунка и 7 таблиц. Список литературы содержит 110 наименований.

ГЛАВА 1. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОВОРОТА БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АКТИВНЫХ АВТОПОЕЗДОВ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

1.1. Обзор и анализ систем управления поворотом колес полуприцепных звеньев активных автопоездов

Прежде чем перейти непосредственно к исследованию поворота большегрузного транспортного средства с активным полуприцепом (БТС) необходимо выяснить какие системы управления поворота существуют на данный момент.

Непосредственно исследованию возможности улучшения эксплуатационных характеристик подвижных агрегатов вооружения при эксплуатации их в сложных условиях маневрирования с учетом эргономических факторов посвящена кандидатская диссертация Васильева Б. Г. [12].

В этой работе рассматриваются ряд электронно-механических устройств, позволяющих уменьшить расхождение траекторий тягача и прицепных звеньев при движении автопоезда на повороте.

Кандидатская диссертация Разуваева Л.Н. [77] также посвящена исследованию систем управления поворотом полуприцепов, предназначенных для транспортирования стратегических изделий, в которой большое внимание уделено исследованиям на моделях.

Отдельные разделы по исследованию движения на поворотах агрегатов наземных комплексов имеются в диссертационных работах Титова А.В. [85] и Соколова Л.Г. [82], а также в ряде научно-исследовательских отчетов КБ "Мотор" [103...107].

В процессе анализа прямолинейного движения и движения на поворотах пневмоколесных транспортных средств была изучена обширная литература отечественных и зарубежных ученых.

Статья Н.Е. Жуковского "К динамике автомобиля" [43] является одной из первых работ, посвященной теории криволинейного движения транспортной машины. В этой работе определены реакции, действующие на автомобиль с двумя осями, одна из которых управляемая, при изменяющемся угле поворота управляемых колес и неизменяющейся скорости движения.

В работах Я.Е. Фаробина [110, 96] проведены исследования движения как одиночных многоосных, так и сочлененных транспортных машин. Автором введены понятия статистической и динамической поворотливости.

Вопросы теории управляемости автомобиля подробно рассмотрены А.С. Литвиновым [57]. Он дал конкретную формулировку управляемости автомобиля, рассматривая его как объект регулируемой системы.

Фундаментальными трудами по теории движения автопоездов являются работы профессора Я.Х. Закина [44 ...47].

В его трудах показано, что криволинейное движение автопоезда является движением, которое отличается от кругового движения вокруг единого центра поворота. Для выхода на круговую траекторию необходим поворот на $200-300^\circ$. До этого автопоезд следует по переходной траектории, характерной тем, что каждое звено автопоезда имеет свой мгновенный центр вращения. Работы Я.Х. Закина базируются на кинематических положениях с учетом режимов поворота. Рассматривая условия максимального сближения траекторий тягача и полуприцепа, Я.Х. Закин вывел формулы для всех режимов поворота.

В работе Ширяева А.П. [98] было проведено обоснование возможности управления поворотом колес полуприцепных звеньев автопоезда с помощью электрического следящего привода.

Зарубежными авторами криволинейное движение автопоезда, как правило, исследуется на основе кинематических соотношений. Прежде всего это подтверждается трудами Беккера М.Г. [10]. Беккер указывает, что аналитически траектория движения ведомого звена автопоезда может быть найдена только для простейших частных случаев (например, для установившегося движения по

кривой, являющейся частью окружности).

А.М. Абрамов отмечает возможный положительный эффект от введения корректирующего воздействия (обратной связи), но при расчете изменяемых величин угла поворот управляемых осей прицепного звена используется модель автопоезда линейного типа с одной колеёй, имеющего систему управления, что в свою очередь вносит погрешность в определение тягово-сцепных свойств колес по бортам автопоезда [1,2].

Вопросы повышения маневренности и управляемости в рамках проектирования БТС, а также автоматизация работы приводов рулевого управления на всех осях рассматривается также в работах российских и зарубежных ученых [107, 109, 112, 114].

Все системы управления прицепными звеньями БТС можно условно разделить на две большие группы: это ручные и автоматические [28].

Наиболее простым типом управления колесами прицепных звеньев автопоездов является ручное управление. Такое решение вопроса является удачным в случае необходимости маневрирования автопоезда на площадках и при движении на небольшие расстояния с малой скоростью (до 5 км/ч), в условиях хорошей видимости дороги. При движении со средней скоростью более 10 км/ч по узким дорогам на большие расстояния, особенно ночью, такое управление не гарантирует движения по требуемой траектории и, соответственно, не обеспечивает требования безопасности транспортировки груза.

Ручное управление оправдано при перевозке разовых уникальных грузов: больших гидротурбин, стальных колонн для строительства химических и металлургических заводов и т. д.

В случае транспортирования неделимых длинномерных грузов ракетной техники протяженность пути составляет до 100 км. Исходя из этого, применяется автоматический способ управления поворотом колес полуприцепных звеньев. Наряду с этим колеса прицепных звеньев могут поворачиваться и вручную при подаче команд с переносного пульта управления. Этот способ управления в

технологическом процессе используется при автопоезда со смежными агрегатами, такими как железнодорожный вагон, эстакада хранения изделий.

Данная глава имеет целью выяснить условия поворота автопоезда с длинномерным грузом и рассмотреть особенности его движения при криволинейном движении. В главе проведена оценка возможных радиусов поворота большегрузного длинномерного транспортного средства в различных дорожных условиях и при маневрировании; исследована кинематика поворота с целью определения радиусов поворота отдельных колес и частот их вращения; выбраны критерии, определяющие рассогласование частот вращения колес при повороте и определена их зависимость от радиуса поворота.

1.1.1. Обзор условий поворота

Маршрут движения любой транспортной машины всегда имеет криволинейный характер, т.е. является кривой, которая изменяется непрерывно по времени. Маршрута движения по траектории, имеющей нулевую кривизну, в принципе не существует. Извилистость траектории, ее волнообразный характер, вызывается эффектом увода под действием внешних сил и действием водителя на рулевое колесо или другие органы управления с целью изменения направления движения.

Стоит отметить, что при движении автомобиля на прямых участках дороги величины изменения радиуса кривизны траектории небольшие и поэтому такое передвижение можно считать, как условно прямолинейное.

В качестве предварительной численной характеристики прямолинейного движения автотранспортного средства может быть принята величина среднего радиуса кривизны траектории. Если допустить, что при движении по шоссе изменение кривизны траектории внутри интервала, определяемого предельными величинами радиуса кривизны, подчиняется нормальному закону, то величина среднего радиуса кривизны условно-прямолинейного движения находится в пределах 300–400 м.

Основным параметром, характеризующим кривизну траектории движения автотранспортного средства, является радиус кривизны. Радиус кривизны траектории при движении по дорогам определяется в основном радиусом дорожных кривых.

Для дорог I–V категорий, построенных по строительным нормам и правилам ГОСТ В 21245-88 [102], СНиП 2.05.02-85 [108] минимальные радиусы дорожных кривых строго регламентированы. В приведенной ниже таблице 1 указаны значения наименьших радиусов кривых в плане на магистральных и подъездных дорогах, построенных в соответствии с ГОСТ В 21245-88 [102], СНиП 2.05.02-85 [108].

Таблица 1.1

Наименование радиусов кривых в плане дорог	Категории дорог				
	I	II	III	IV	V
Основные	1000	600	400	250	125
На трудных участках пересеченной местности	600	400	250	125	60
На трудных участках горной местности	250	125	100	60	30

Поскольку ранее было определено [23], что условно прямолинейным движением автотранспорта считается движение с радиусом кривизны траектории 300-400 м., то из таблицы 1 следует, что на дорогах I-III категорий условно-прямолинейное движение будет иметь место постоянно в условиях равнинного и слабохолмистого рельефа.

Рассматриваемый нами автопоезд (БТС) предназначен для эксплуатации в районах наземных комплексов. В связи с этим, при движении АП по дорогам представляет интерес исследование поворота для наименьших радиусов кривых (основных) дорог IV и V категории, а также дорог III-V категорий на трудных участках пересеченной местности.

Рассмотрим движение БТС по грунтовым дорогам. Как следует из закона распределения вероятности среднего угла поворота управляемых осей автомобиля

рис.1.1[23], при движении автотранспортных средств по грунтовой дороге вероятность угла поворота управляемых колес более 12° практически приближается к нулю. Из графика зависимости угла складывания БТС γ (угол между продольными осями симметрии тягача и полуприцепа) от приведенного угла поворота управляемых осей тягача α_t полученного для автопоезда 16×16 экспериментальным путем, (рис. 1.2) следует, что углу $\alpha_t = 12^\circ$ соответствует угол $\gamma = 14^\circ$. При этом, углу $\gamma = 14^\circ$ соответствует радиус поворота $R = 23$ м.

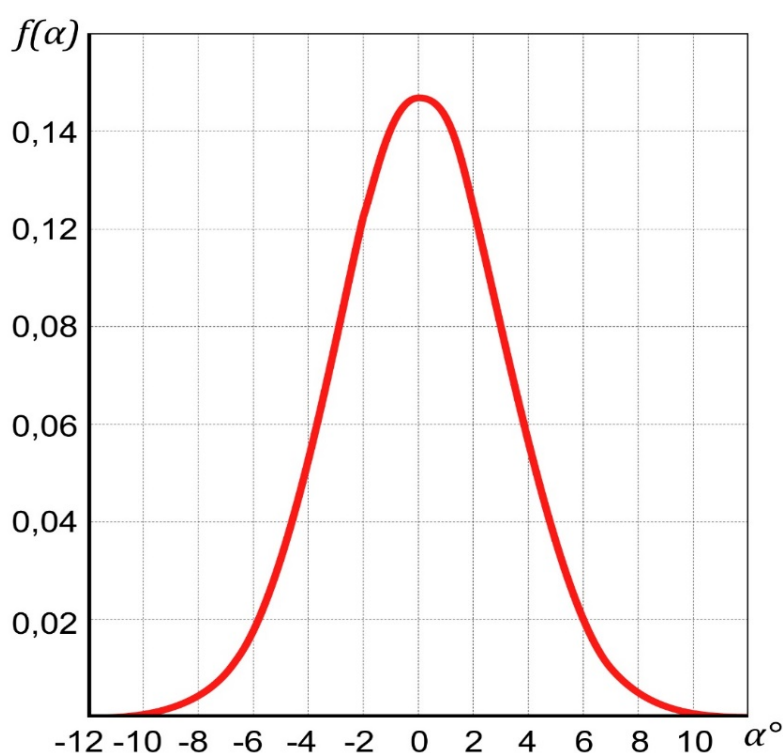


Рис.1.1. Закон распределения вероятности среднего угла поворота колес

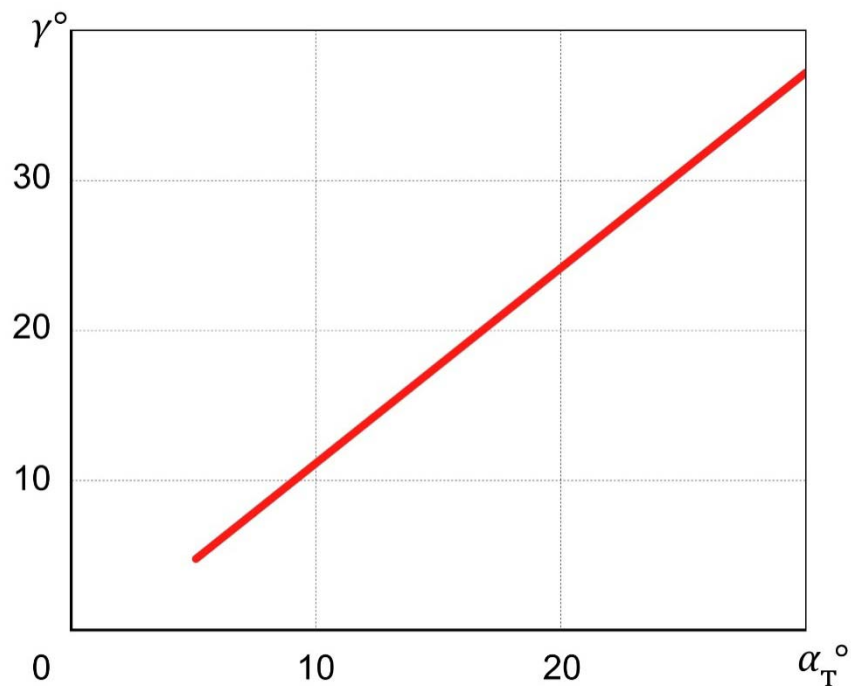


Рис. 1.2. Зависимость угла складывания полуприцепа от угла поворота колес

Из опыта эксплуатации БТС вне дорог на местности по заранее разведанным маршрутам можно утверждать, что наименьший радиус кривых, который в редких случаях может иметь место, находится в пределах 22–28 метров.

БТС часто приходится маневрировать, т. е. осуществлять различного рода повороты и развороты на ограниченной площади.

1.1.2. Обзор условий маневрирования

Для БТС, состоящих из седельного тягача и полуприцепа, возможны два исходных положения для маневрирования: первое положение, когда продольные оси тягача и полуприцепа составляют одну прямую линию, т. е. БТС выпрямлен; второе – когда продольные оси тягача и полуприцепа составляют в плане угол 90° . Второе относительное положение тягача и полуприцепа часто используется при маневрировании БТС данного типа на проездах ограниченной ширины.

В процессе маневрирования радиусы поворота могут достигать минимально возможных, а углы складывания $\gamma = 90^\circ$ и более. Следует иметь в виду, что при углах γ близких к 90° некоторые колеса полуприцепа изменяют направление вращения, при угле $\gamma = 90^\circ$ колеса тележки полуприцепа будут вращаться вокруг ее геометрического центра, а при углах 90° постепенно все колеса полуприцепа изменяют направление вращения.

В специальной литературе в виду ряда причин до последнего времени практически не публиковались данные, характеризующие БТС рассматриваемого класса. В связи с этим необходимо упомянуть о некоторых их конструктивных особенностях.

БТС рассматриваемого класса, т.е. двухзвенные большегрузные активные БТС с полуприцепами создаются обычно на базе специально оборудованных тягачей с колесной формулой 8×8 . Эти БТС имеют, как правило, очень большую длину до 40 метров и более.

Две передние оси тягача, имеющие поворотные колеса, образуют как бы переднюю поворотную тележку тягача, а две задние неповоротные оси образуют заднюю неповоротную. Для того чтобы обеспечить необходимую поворотливость БТС все колеса полуприцепа выполняются также поворотными. Системы поворота колес полуприцепа имеют гидравлический привод, осуществляющий поворот колес по определенному закону в зависимости от угла складывания - который определяется кинематикой движения БТС в кривой. Поворот колес полуприцепа с увеличением угла складывания γ происходит только до какого-то предельного угла $\alpha_T = 20-22^\circ$, определяемого из конструктивных соображений.

1.2. Исследование вопросов кинематики поворота звеньев БТС

При исследовании кинематики поворота БТС оставляется в стороне вопрос о силах, обуславливающих движение БТС, и оно принимается плоским, параллельным опорной поверхности без учета вертикальных перемещений отдельных его частей. Вследствие относительно малых скоростей движения БТС

на поворотах из рассмотрения исключаются боковой увод и скольжение эластичных шин, вносящих известную неопределенность в характер движения звеньев БТС. Аналогичные допущения принимаются при исследовании кинематики поворота БТС Закиным Я.Х. [42...45].

Как указывалось выше, различные дорожные условия, в которых может эксплуатироваться БТС, характеризуются различными значениями минимального радиуса кривых. Поэтому для каждого вида дорожных условий будут свойственные ему кинематические особенности поворота БТС. Кроме движения по дорогам, БТС могут совершать маневрирование на ограниченной площади с очень малыми радиусами поворота отдельных колес и большими углами складывания A , которые не свойственны ни одному из видов дорожных условий. В связи с этим кинематические особенности маневрирования БТС будут отличаться от кинематических особенностей поворота. Таким образом, исследование кинематики поворота БТС можно условно разделить на исследование кинематики поворота при движении по дорогам (т.е. при повороте с относительно большими радиусами $R_{\Pi} > 20-23$ м) и при маневрировании (т.е. при повороте с относительно малыми радиусами $R_{\Pi} \leq 20$ м).

В литературе по автотранспортным средствам вопросы кинематики поворота БТС с полуприцепами рассматриваются применительно к простейшим схемам БТС с одноосными или двух-трехосными полуприцепами, поэтому для рассматриваемых БТС необходимо провести специальное исследование.

Радиусом поворота БТС обычно считают радиус поворота наружного управляемого колеса первой оси, однако для расчетов пользоваться этим радиусом неудобно, поскольку траектория движения этого колеса не определяет непосредственно траекторий других колес. Радиусы поворота отдельных колес имеет смысл связать с траекторией, определяющей кинематику поворота БТС. При расчетном анализе кинематики криволинейного движения БТС обычно вводится понятие основной траектории автопоезда и траектории его прицепного звена. В качестве точек, описывающих эти траектории, у БТС, имеющего

двухосный тягач и одноосный полуприцеп, принимают для основной траектории середину ведущей оси, а для траектории полуприцепа середину его оси.

Большегрузные активные БТС имеют все ведущие колеса, поэтому в соответствии с положениями теории движения БТС можно принять, что точка, характеризующая базовую траекторию тягача, находится на равном расстоянии между крайними осями тягача, а точка, характеризующая траекторию полуприцепа, находится посередине между крайними осями телеги. В дальнейшем указанные точки будем называть соответственно кинематическими центрами тягача и полуприцепа.

Как указывалось выше, с целью уменьшения габаритной полосы движения и улучшения маневренности рассматриваемые БТС имеют поворотные колеса полуприцепа. Закон поворота этих колес выбирается таким, при котором в процессе поворота БТС по круговой траектории кинематические центры его звеньев также перемещаются примерно по одной круговой траектории.

В дальнейшем будем считать, что радиусом поворота БТС является радиус кривизны основной траектории и в зависимости от этого радиуса определять радиусы поворота колес. В общем случае радиусы поворота колес отдельных звеньев определяются с одной стороны траекторией поворота звена, а с другой стороны местонахождением колес в кинематической схеме звена.

1.3. Определение траекторий отдельных звеньев

Изучение движения автопоезда по криволинейной траектории обычно проводят с допущением как круговое движение, т.е. при постоянном радиусе кривизны. При расчетном анализе кинематики криволинейного движения БТС обычно вводится понятие основной траектории автопоезда и траектории его прицепного звена. В качестве точек, описывающих эти траектории, у БТС, имеющего двухосный тягач и одноосный полуприцеп, принимают для основной траектории середину ведущей оси, а для траектории полуприцепа середину его оси.

В дальнейшем будем считать, что радиусом поворота БТС является радиус

кривизны основной траектории и в зависимости от этого радиуса определять радиусы поворота колес. В общем случае радиусы поворота колес отдельных звеньев определяются с одной стороны траекторией поворота.

Рассмотрим некоторые вопросы, связанные с определением траекторий отдельных звеньев.

Анализ криволинейного движения автопоезда обычно проводят в предположении кругового движения, т.е. при постоянных центре и радиусе поворота. При этом игнорируются переходные режимы движения, а также не принимается во внимание то обстоятельство, что чисто круговое движение в условиях нормальной эксплуатации автопоезда встречается редко.

Движение автопоезда может происходить при разных значениях и при разном характере изменения приведенного угла поворота управляемых колес оси тягача.

Основная траектория БТС в общем случае состоит из трех участков. Круговой траектории и двух переходных (входной и выходной).

В расчетах обычно рассматривают два характерных вида поворота БТС, а именно, повороты на 90° и на 180° . Оценка маневренных свойств БТС при этом характеризуется смещением траектории полуприцепа относительно основной траектории –С.

Обычно, при радиусах поворота $R_0 > 20-25$ м, когда имеет место движение, и по переходным кривым, величина С незначительна, незначительна величина С и при движении БТС по круговой траектории.

Однако в отдельных случаях возможен поворот БТС из некоторого исходного положения тягача, при котором его управляемые колеса заранее повернуты на определенный приведенный угол поворота α_0 . В этом случае движение тягача по переходным кривым на входе практически отсутствует, и отклонение траектории С получается существенно больше, чем при входе в поворот из переходных кривых.

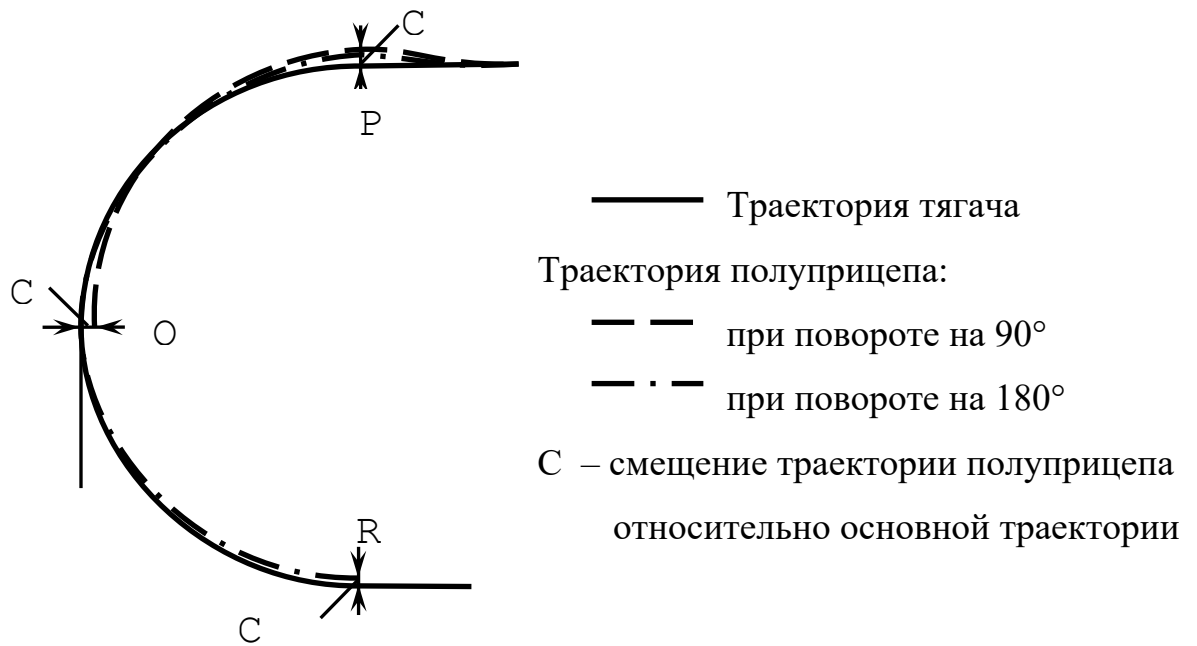


Рис. 1.3. Траектории движения тягача и полуприцепа

В соответствии с методикой графоаналитического расчета положения прицепных звеньев на повороте, принятой в теории движения автопоезда, были проведены расчеты траектории четырехосного полуприцепа с поворотными колесами и базой $\alpha_n = 15$ м (при движении тягача с повернутыми колесами из исходного положения). Характер взаимного расположения траекторий звеньев БТС при повороте на 90° и на 180° показан на рис. 1.3. На графике рис. 1.3 показано изменение смещения траектории полуприцепа в зависимости от пройденного пути. Из графика следует, что наибольшее смещение составляет 0,8...0,85 м. (при $R_{o \min} = 22,5$ м).

Радиус поворота каждого колеса БТС рассматриваемого класса в случае известных траекторий звеньев может быть вычислен достаточно точно при известном положении колеса в кинематической схеме звена, однако эти вычисления все же относительно громоздки. Их можно значительно упростить, принимая, что в каждом из звеньев БТС имеют место следующие равенства:

$$R_{KH} = R_0 + \frac{B}{2}, \quad R_{KB} = R_0 - \frac{B}{2}, \quad (1.1)$$

где, R_{KH} и R_{KB} – соответственно радиусы поворота наружных и внутренних колес звеньев БТС.

Для определения принципиальных явлений, которые могут иметь место при повороте БТС с малыми радиусами и для их количественной оценки проведем необходимый графоаналитический расчет кинематики поворота одного из возможных вариантов БТС, геометрические размеры которого указаны на рис. 1.4 а. Кинематическая схема поворота этого БТС приведена на рис. 1.4 б.

Условные обозначения кинематической схемы:

R_{Π} – радиус поворота кинематического центра тележки полуприцепа;

R_T – радиус поворота кинематического центра задней тележки тягача;

Для рассматриваемого случая $R_{\Pi} = R_T$:

R_i – радиус поворота колеса,

γ – угол складывания автопоезда,

α_i – угол поворота колеса,

B – ширина колеи автопоезда,

l – расстояние между соседними осями одной тележки,

C – расстояние между соседними осями тележек тягача,

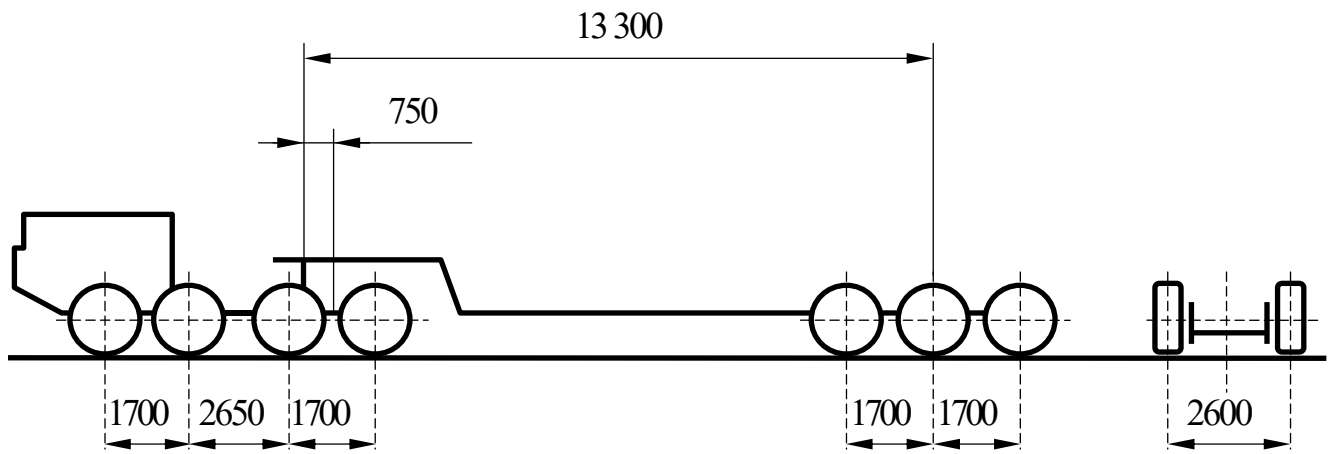
A – ширина коридора габаритная полоса движения).

Проведенный графоаналитический расчет позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, при радиусах поворота БТС $R_{\Pi} > 20$ м, радиусы поворота всех внутренних колес, как и радиусы поворота всех наружных колес можно считать одинаковыми.

Во-вторых, при движении БТС в кривых малого радиуса, т.е. при относительно больших углах складывания, с уменьшением радиуса поворота БТС радиусы кривых, описываемых внутренними и наружными колесами полуприцепа, будут уменьшаться значительно быстрее по сравнению с радиусами кривых, описываемых соответствующими колесами тягача. При этом заметно расходятся траектории как всех внутренних, так и всех внешних колес.

а)



б)

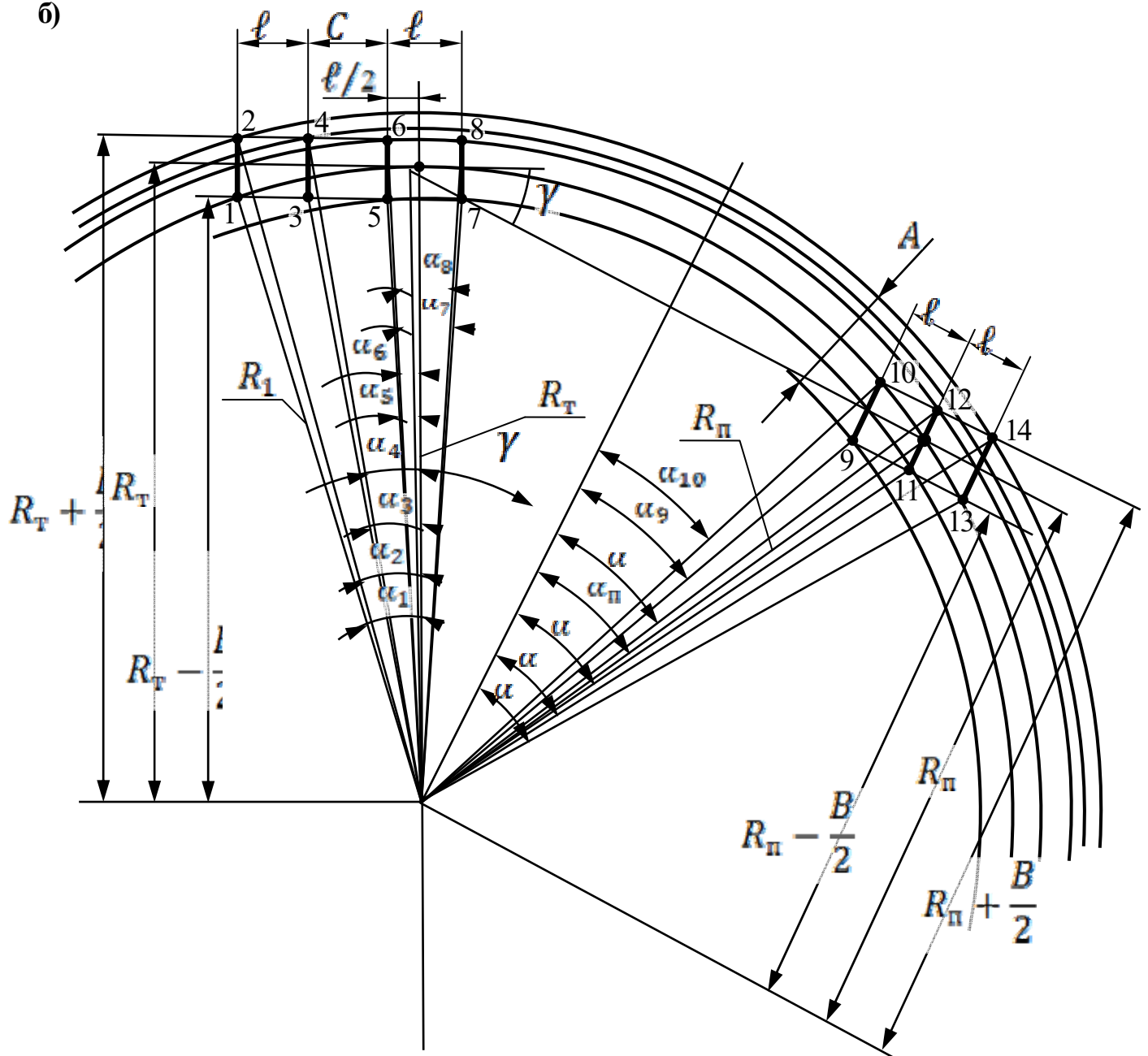


Рис. 1.4. Графоаналитический расчет кинематики поворота

В-третьих, при движении БТС с углом складывания γ близким к 90° внутренние колеса полуприцепа изменяют направление вращения, а при дальнейшем увеличении угла складывания постепенно все колеса полуприцепа изменяют направление вращения.

1.4. Оценка рассогласования частот вращения колес

Для оценки рассогласования частот вращения мотор-колес при повороте могут быть приняты различные критерии. К таким критериям можно отнести отношение частот вращения наиболее забегающих колес к частотам вращения колес наиболее отстающих, как по БТС в целом, так и по отдельным его звеньям.

Поскольку соотношение частот вращения колес при повороте равно отношению радиусов поворота этих колес, (при условии жестких колес и отсутствии буксования), то можно записать:

$$\epsilon = \frac{n_{K \max}}{n_{K \min}} = \frac{R_{K \max}}{R_{K \min}} \quad (1.2)$$

Отношение частот вращения колес ϵ при повороте довольно полно характеризует их рассогласование, однако в некоторых случаях может появиться необходимость в других критериях оценки, например, в сравнении частот вращения наиболее забегающих или наиболее отстающих колес со средней частотой вращения всех мотор-колес как отдельно по звеньям, так и по БТС в целом.

Для оценки кинематических связей между колесами автопоезда может служить коэффициент кинематического рассогласования β :

$$\beta = \frac{n_{Ki} - n_{K \text{ ср}}}{n_{K \text{ ср}}} = \frac{n_{Ki}}{n_{K \text{ ср}}} - 1, \quad (1.3)$$

где: n_{Ki} - частота вращения колеса,

$n_{K \text{ ср}}$ - средняя частота вращения колес БТС или его звена,

R_i - радиус поворота колеса,

$R_{i \text{ ср}}$ - средний радиус поворота колес БТС или его звена.

Величина β_i зависит от того, что выбрать за среднюю частоту вращения колес. Как указывалось выше, имеет смысл рассмотреть β при сравнении со средней частотой вращения колес БТС и отдельно по звеньям.

$$\beta_{\text{БТС}} = \frac{R_i}{R_{\text{БТС ср}}} - 1; \quad (1.4)$$

$$\beta_T = \frac{R_i}{R_{T \text{ ср}}} - 1; \quad (1.5)$$

$$\beta_{\Pi} = \frac{R_i}{R_{\Pi \text{ ср}}} - 1; \quad (1.6)$$

Кроме того, интересно поведение величины

$$\beta_{\text{ТП}} = \frac{R_{T \text{ ср}}}{R_{\Pi \text{ ср}}} - 1 \quad (1.7)$$

Средние радиусы поворота колес БТС и его звеньев рассчитывались на основании данных приведенного выше графоаналитического расчета по следующим формулам.

Для БТС
$$R_{\text{БТС}} = \frac{\sum_{i=1}^{14} R_i}{14} \quad (1.8)$$

Для тягача
$$R_T = \frac{\sum_{i=1}^8 R_i}{8} \quad (1.9)$$

Для полуприцепа
$$R_{\Pi} = \frac{\sum_{i=9}^{14} R_i}{6}, \quad (1.10)$$

где: i - номер колеса БТС.

Критерий ε может использоваться для практических расчетов. Если задаться частотой вращения колеса любого борта БТС или его звеньев, то по кривым $\varepsilon(\gamma)$ можно определить частоту вращения другого колеса, наиболее отличающуюся от заданной при данном значении γ .

В связи с тем, что частоты вращения колес пропорциональны их радиусам поворота можно записать:

$$(1.11)$$

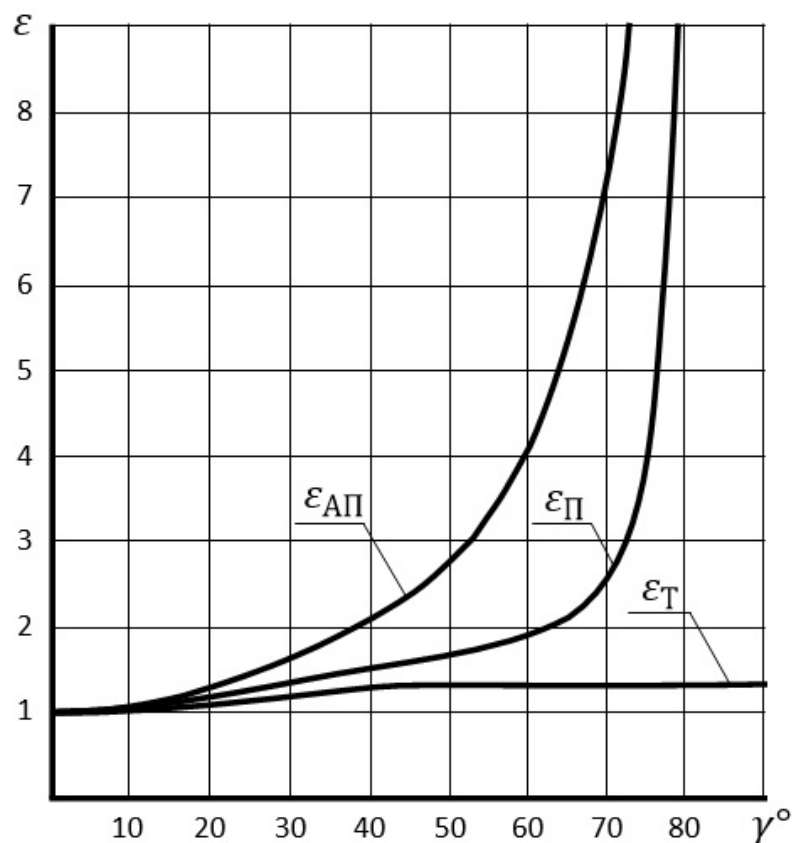


Рис. 1.5. Зависимость рассогласования частот вращения колес от угла складывания

Критерии оценки рассогласования частот вращения колес при повороте в реальных условиях определяются не только кинематикой поворота автотранспортного средства, но также и рядом других причин, в частности коэффициентом буксования δ , исчерпывающе отражающим взаимодействие колес с опорной поверхностью.

Коэффициент буксования определяется формулой $\delta = 1 - \frac{r_K}{r_{KC}}$, где r_K – радиус качения колеса, а r_{KC} – радиус качения свободного колеса (при отсутствии горизонтальных сил) [28].

Величину δ часто выражают также следующей формулой $\delta = \frac{V_T - V_{\Pi}}{V_T}$ где V_{Π} – поступательная скорость оси колеса, а V_T – окружная (теоретическая) скорость колеса [20], [28].

Определим зависимость величин ε и Δn_K от величины δ .

На основании изложенного можно записать следующие очевидные соотношения

$$n_K = \frac{V_T}{2\pi r_{KC}}; \quad V_T = \frac{V_{\Pi}}{1-\delta} \quad (1.12)$$

С учетом этих соотношений в соответствии с формулой (1.11) можно записать выражение, определяющее зависимость от

$$\varepsilon = \frac{V_{\Pi H}(1-\delta_B)}{V_{\Pi B}(1-\delta_H)}, \quad (1.13)$$

где $V_{\Pi B}$ и $V_{\Pi H}$ соответственно поступательные скорости внутренних и наружных колес а δ_B и δ_H их коэффициенты буксования. Из формулы (1.13) следует, что при $\delta_B > \delta_H$ величина ε уменьшается.

1.5. Основные характеристики поворота большегрузного БТС в различных дорожных условиях

По своему различному воздействию на рассогласование можно отметить три основных характерных диапазона радиусов поворота АП. Характеристика указанных диапазонов приведена в таблицах 1.2 и 1.3

Таблица 1.2

№ п/ п	Диапазон радиусов поворота	Рассогласо- вание частот вращения мотор-колес		Характерные особенности движения БТС в данном диапазоне радиусов поворота
		ε	%	
1	2	3	4	5
1	> 250 м	< 1,01	< 1	Рассогласование частот вращения мотор-колес очень невелико и практически мало отличается от рассогласования на прямых участках дороги. Колея тягача и полуприцепа полностью совпадает.

Окончание табл. 1.2

2	250 ÷ 23 м	1,01 ÷ 1,12	1 ÷ 12	Рассогласование частот вращения мотор-колес заметно возрастает. Колея мотор-колес тягача и полуприцепа практически совпадает.
3	< 23 м	> 1,12	> 12	Рассогласование частот вращения мотор-колес велико. Колея тягача и полуприцепа не совпадает, расхождение колеи увеличивается с уменьшением радиуса. Имеет место расхождение колеи каждого колеса по обоим бортам на тягаче и на полуприцепа. При больших углах складывания возможно изменение направления вращения колес полуприцепа.

Таблица 1.3

№ п/ п	Дорожные условия	Мини- маль- ный радиус	Максимальное рассогласо- вание частот вращения колес		Примечание
			€	%	
1	2	3	4	5	6
1	Дороги 1, 2, 3 в условиях равнинного и слабохолмистого рельефа. Дороги 1 и 2 категорий на трудных участках пересеченной местности.	400 м	1,005	0,5	Ввиду малого рассогласования частот вращения колес практически нет разницы движения от движения автопоезда на прямых участках дороги.
2	Дороги 4 категории в условиях равнинного и слабохолмистого рельефа и дороги 3 категории на трудных участках пересеченной местности.	250 м	1,008	0,8	

Окончание табл. 1.3

3	Дороги 5 категории в условиях равнинного и слабохолмистого рельефа и дороги 4 категории на трудных участках пересеченной местности.	125 м	1,021	2,1	
4	Дороги 5 категории на трудных участках пересеченной местности.	60 м	1,042	4,2	
5	Грунтовые дороги.	25 м	1,11	11	Вероятность появления крайне мала.
6	Местность вне дорог (заранее разведанные маршруты)	25 м	1,11	11	Практически заметную вероятность имеют.

1.6. Выводы, постановка целей и задач

При движении по обычным дорогам общего пользования $R_{\Pi} > 100$ м, то при этом будет наблюдаться лишь небольшое несовпадение колеи тягача и полуприцепа (см. рис. 1.3).

При движении в позиционных районах или в рамках наземных комплексов как правило $R_{\Pi} \leq 45$ м, особенно при маневрировании. Как указывалось выше, с уменьшением радиуса поворота наблюдается увеличивающееся расхождение колеи тягача и полуприцепа. В связи с этим в указанном диапазоне радиусов кривых уже сложно говорить о каком-то едином радиусе поворота всего БТС, поскольку колеса тягача и полуприцепа поворачиваются по различным, все более отклоняющимся, траекториям.

Движение БТС при этом лучше характеризовать уже не радиусом поворота, а углом складывания тягача и полуприцепа.

В связи с тем, что каждый БТС должен иметь способность к маневрированию необходимо при создании БТС иметь в виду основные особенности маневрирования, а именно:

а) очень большое рассогласование частот вращения колес как в целом по БТС, так по отдельным звеньям;

б) изменение направления вращения колес полуприцепа при углах складывания γ близких к 90° .

Таким образом, целью данной работы является улучшение маневренности седельного активного автопоезда, предназначенного для транспортировки существенно длинномерных неделимых грузов, за счет совершенствования алгоритма управления поворотом колес полуприцепа с применением схемы запаздывания по времени поворота.

Для реализации поставленной цели в работе необходимо решить следующие основные задачи:

Задачи исследования:

1. Провести анализ особенностей криволинейного движения многоосных автопоездов с полуприцепным звеном для транспортировки длинномерных неделимых грузов. Обосновать параметры, влияющие на расположение звеньев автопоезда внутри заданного коридора движения.
2. Разработать алгоритм управления поворотом колес полуприцепа, позволяющий сохранить положение звеньев автопоезда внутри заданного габаритного коридора движения при транспортировке длинномерных неделимых грузов большими массово-габаритными характеристиками.
3. Разработать, создать программную реализацию и проверить адекватность математических моделей движения по криволинейной траектории многоосного автопоезда, снабженного системой управления поворотом колес полуприцепа.
4. Разработать методики экспериментального исследования и проведение расчетно-экспериментальные исследования по оценке результативности алгоритма работы системы управления поворотом большегрузного транспортного средства.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ БТС

2.1. Моделирование траектории движения полуприцепа при малых скоростях

2.1.1. Моделирование траектории движения тягача

при повороте управляемых колёс

Для начала рассмотрим траекторию движения двухосного тягача при повороте колёс (рис. 2.1). Скорости движения тягача считаем малыми, на поворотах из рассмотрения исключаются боковой увод и скольжение эластичных шин, колеса считаем жесткими.

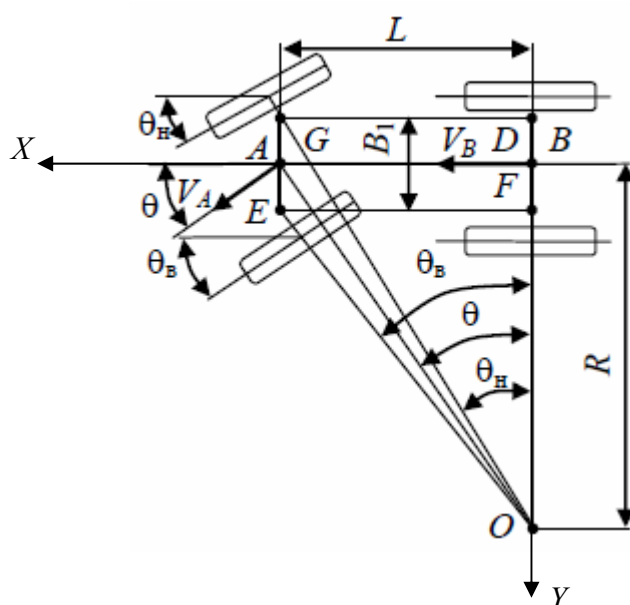


Рис. 2.1. Схема поворота тягача

Зададимся базой L и колеёй B тягача, скоростью точки B и средним углом поворота колёс θ . Углы поворота наружного θ_n и внутреннего θ_b колёс при необходимости определяем, зная базу, колею и средний угол поворота колёс. Также, зная базу и средний угол поворота колёс, можно вычислить радиус движения точки B :

$$R = \frac{L}{\tan \theta}. \quad (2.1)$$

Можно решить обратную задачу: задаться требуемым радиусом движения точки B и, зная базу автомобиля, определить необходимый средний угол поворота колёс:

$$\theta = \arctg \frac{L}{R}. \quad (2.2)$$

Длина дуги траектории точки В при повороте на угол φ :

$$l = R\varphi = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta} \varphi. \quad (2.3)$$

Связь скорости автомобиля (скорости точки В) с угловой скоростью:

$$V_a = V_B = \dot{l} = R\dot{\phi}, \quad (2.4)$$

откуда

$$\dot{\phi} = \frac{V_a}{R} = \frac{V_a}{L} \operatorname{tg}\theta. \quad (2.5)$$

Для вычисления траектории точки В рассмотрим пошаговое изменение траектории (рис. 2.2).

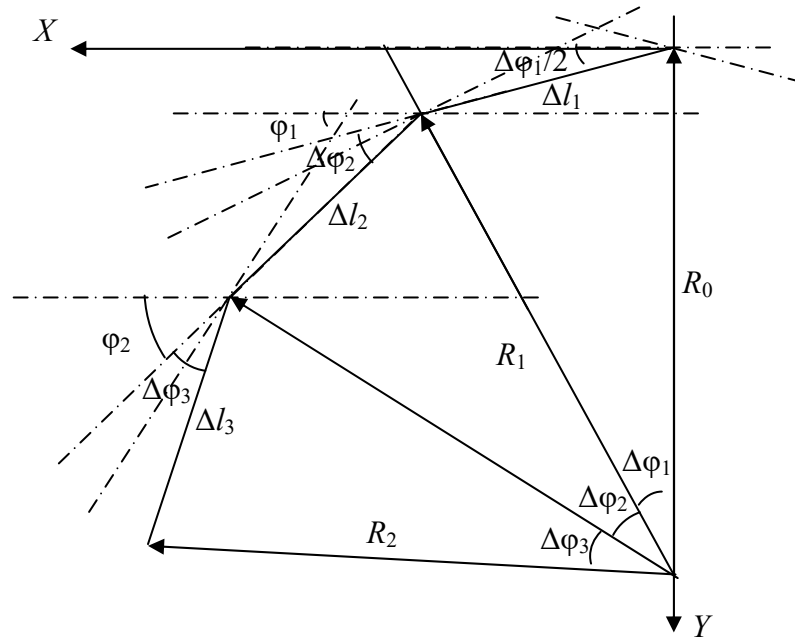


Рис. 2.2. Пошаговое изменение траектории

Угловая скорость при повороте на угол $\Delta\phi_i$:

$$\dot{\phi}_i = \frac{V_{ai}}{R_i} = \frac{V_{ai}}{L} \operatorname{tg}\theta_i. \quad (2.6)$$

Суммарный угол поворота на i -м шаге

$$\phi_i = \phi_{i-1} + \dot{\phi}_i \cdot \Delta t = \phi_{i-1} + \frac{V_{ai}}{L} \operatorname{tg}\theta_i \cdot \Delta t. \quad (2.7)$$

Перемещение точки В на i -м шаге

$$\Delta l_i = V_{ai} \cdot \Delta t. \quad (2.8)$$

Тогда соответствующие перемещения по осям X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned}\Delta l_{iX} &= \Delta l_i \cos \phi_i = V_{a_i} \cos \phi_i \cdot \Delta t, \\ \Delta l_{iY} &= \Delta l_i \sin \phi_i = V_{a_i} \sin \phi_i \cdot \Delta t.\end{aligned}\quad (2.9)$$

Проекция точки В на оси X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned}B_{iX} &= B_{i-1X} + \Delta l_{iX} = B_{i-1X} + \Delta l_i \cos \phi_i = B_{i-1X} + V_{a_i} \cos \phi_i \cdot \Delta t, \\ B_{iY} &= B_{i-1Y} + \Delta l_{iY} = B_{i-1Y} + \Delta l_i \sin \phi_i = B_{i-1Y} + V_{a_i} \sin \phi_i \cdot \Delta t.\end{aligned}\quad (2.10)$$

При $\Delta t \rightarrow dt$ из (2.9) получим:

– угол поворота автомобиля:

$$\phi = \int \frac{V_a(t)}{L} \operatorname{tg} \theta(t) dt, \quad (2.11)$$

– проекция положения точки В:

$$\begin{aligned}B_X &= \int V_a \cos \phi \cdot dt, \\ B_Y &= \int V_a \sin \phi \cdot dt.\end{aligned}\quad (2.12)$$

В частном случае, при $V_a = \text{const}$; $\theta = \text{const}$; $l_X(t_0 = 0) = 0$; $l_Y(t_0 = 0) = 0$:

$$\phi = \frac{V_a}{L} \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot t, \quad (2.13)$$

$$B_X = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \cdot \sin \left(\frac{V_a}{L} \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot t \right), \quad (2.14)$$

$$B_Y = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} - \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \cdot \cos \left(\frac{V_a}{L} \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot t \right). \quad (2.15)$$

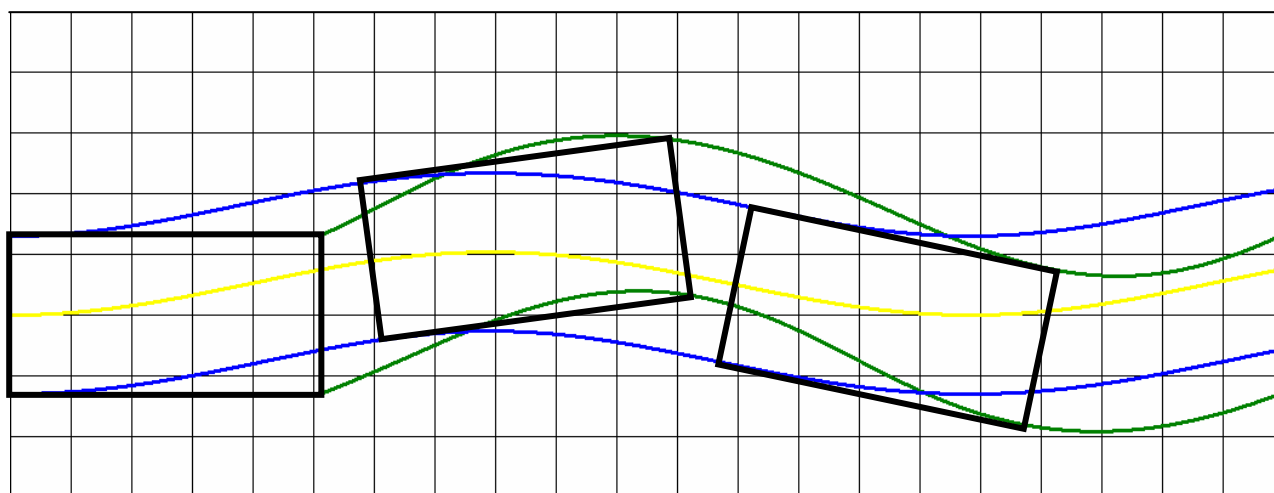
Проекция траекторий задних колёс на оси X и Y :

$$\begin{aligned}B_{X_{\Pi}} &= B_X - \frac{B}{2} \sin \phi; & B_{X_{\Pi}} &= B_X + \frac{B}{2} \sin \phi; \\ B_{Y_{\Pi}} &= B_Y + \frac{B}{2} \cos \phi; & B_{Y_{\Pi}} &= B_Y - \frac{B}{2} \cos \phi.\end{aligned}\quad (2.16)$$

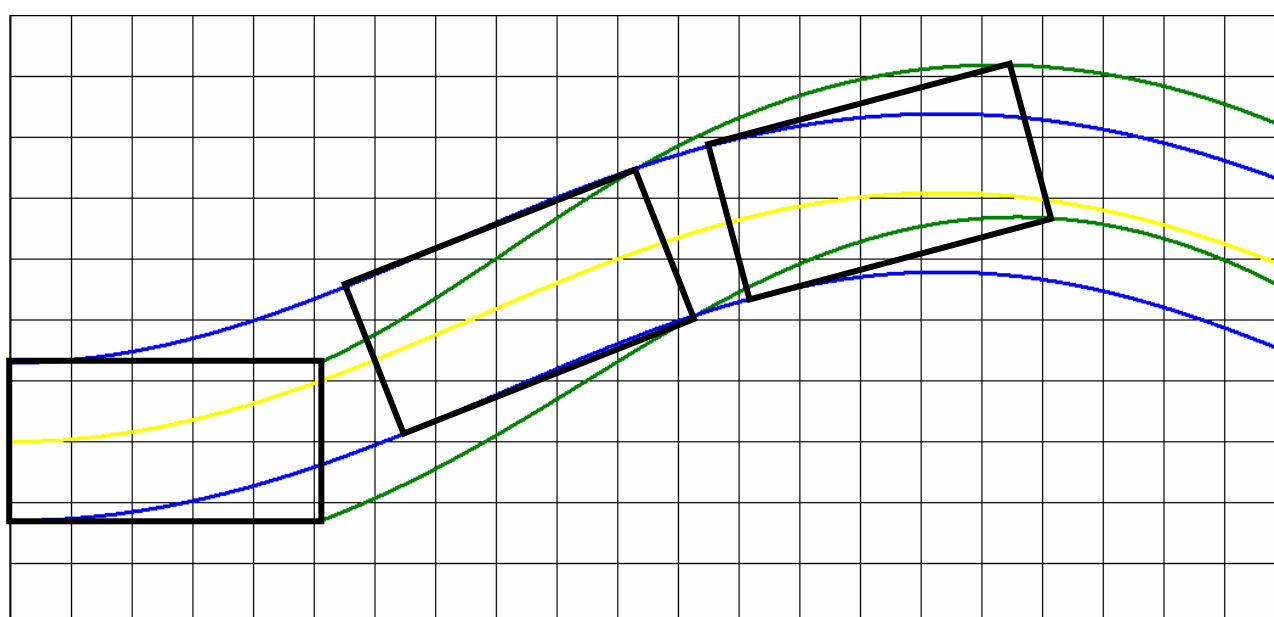
Проекция траекторий передних колёс на оси X и Y :

$$\begin{aligned}A_{X_{\Pi}} &= B_{X_{\Pi}} + L \cos \phi; & A_{X_{\Pi}} &= B_{X_{\Pi}} + L \cos \phi; \\ A_{Y_{\Pi}} &= B_{Y_{\Pi}} + L \sin \phi; & A_{Y_{\Pi}} &= B_{Y_{\Pi}} + L \sin \phi.\end{aligned}\quad (2.17)$$

На рис. 2.3 и 2.4 показаны траектории колёс автомобиля, полученные по формулам (2.14) – (2.17), при синусоидальном изменении угла поворота ведущих колёс (рис. 2.3) и при постоянном угле поворота ведущих колёс (рис. 2.4).



а



б

Рис. 2.3. Траектория движения тягача при синусоидальном изменении угла поворота ведущих колёс

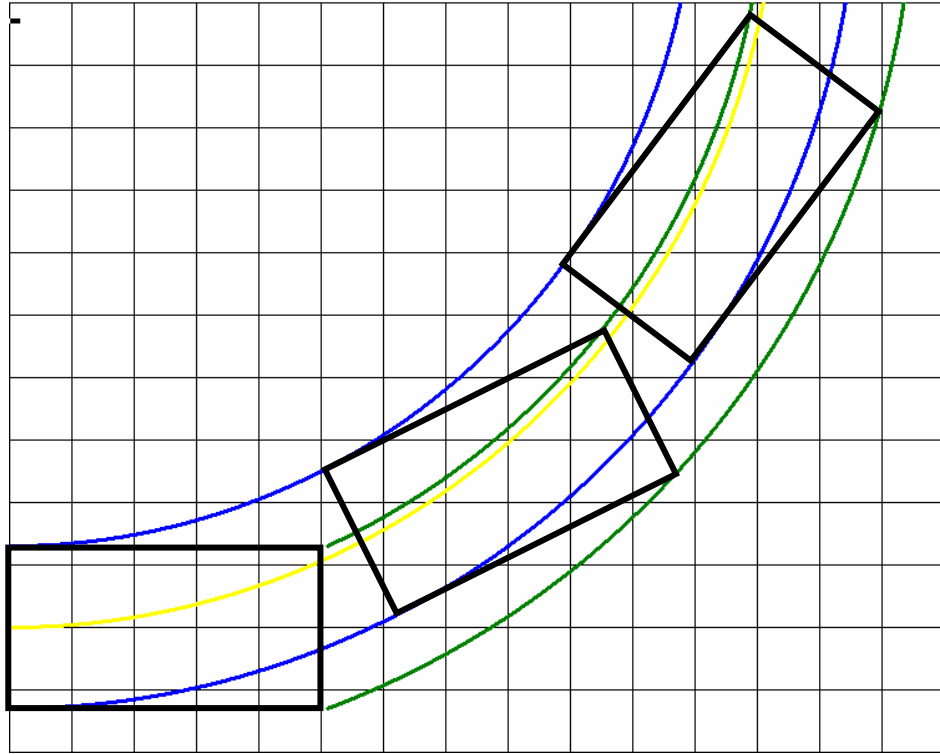


Рис. 2.4. Траектория движения тягача при постоянном угле поворота ведущих колёс

2.1.2. Моделирование траектории движения тягача с полуприцепом с неуправляемыми колесами при повороте управляемых колёс тягача

Рассмотрим теперь траекторию движения тягача с полуприцепом с неуправляемыми колесами. Скорости движения автопоезда считаем малыми, на поворотах из рассмотрения исключаются боковой увод и скольжение эластичных шин, колеса считаем жесткими.

Проекция траектории точки К (центра седельно-сцепного устройства тягача) на оси X и Y :

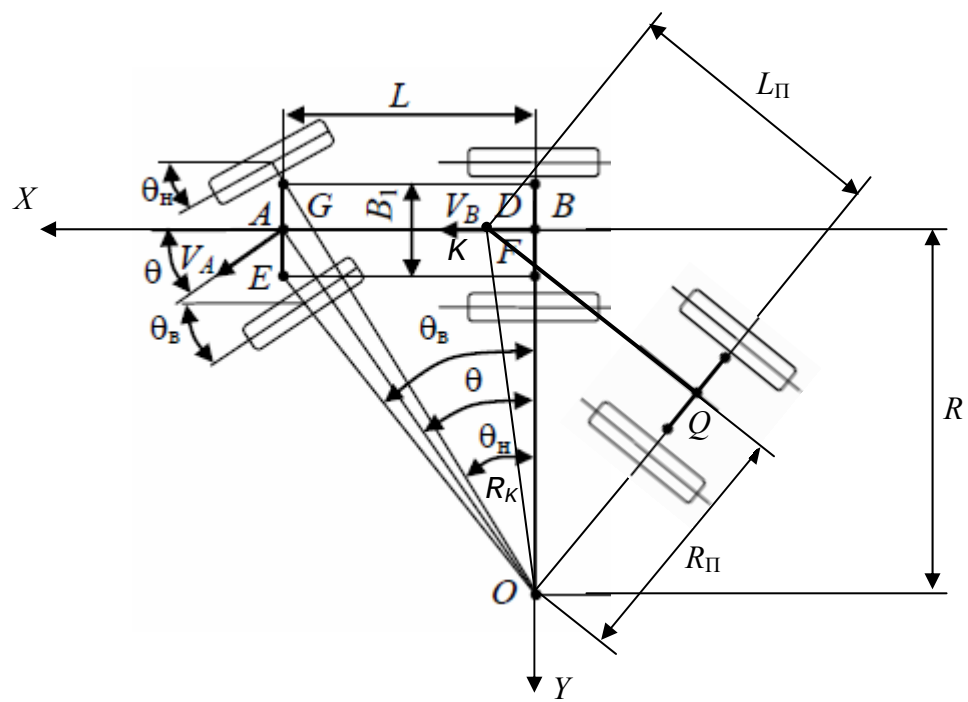
$$K_x = B_x + l_k \cos \varphi; \quad K_y = B_y + l_k \sin \varphi. \quad (2.18)$$

Как видно из рис. 2.5,

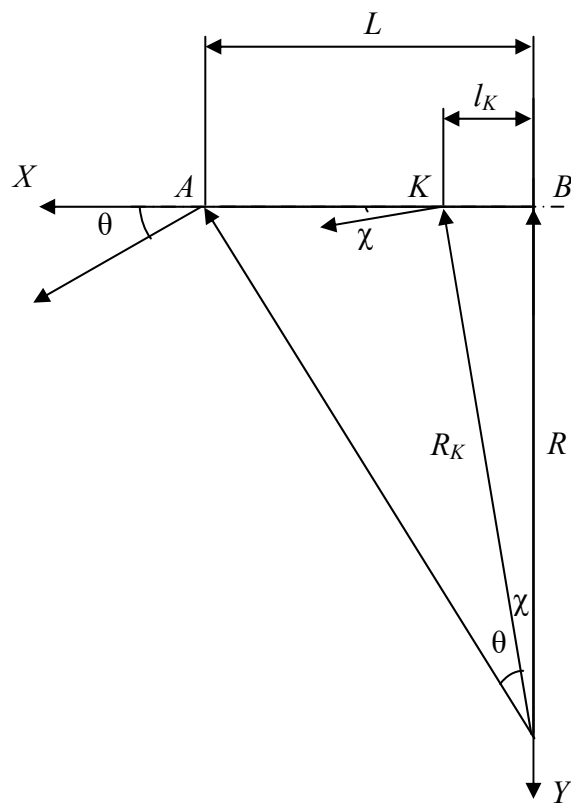
$$R = \frac{L}{\tan \theta} = \frac{l_k}{\tan \chi}, \quad (2.19)$$

откуда $\tan \chi = \frac{l_k}{L} \tan \theta; \quad \chi = \arctg\left(\frac{l_k}{L} \tan \theta\right).$ (2.20)

При этом $R_k = \sqrt{R^2 + l_k^2}.$ (2.21)



а



б

Рис. 2.5. Схема поворота автопоезда с одноосным полуприцепом

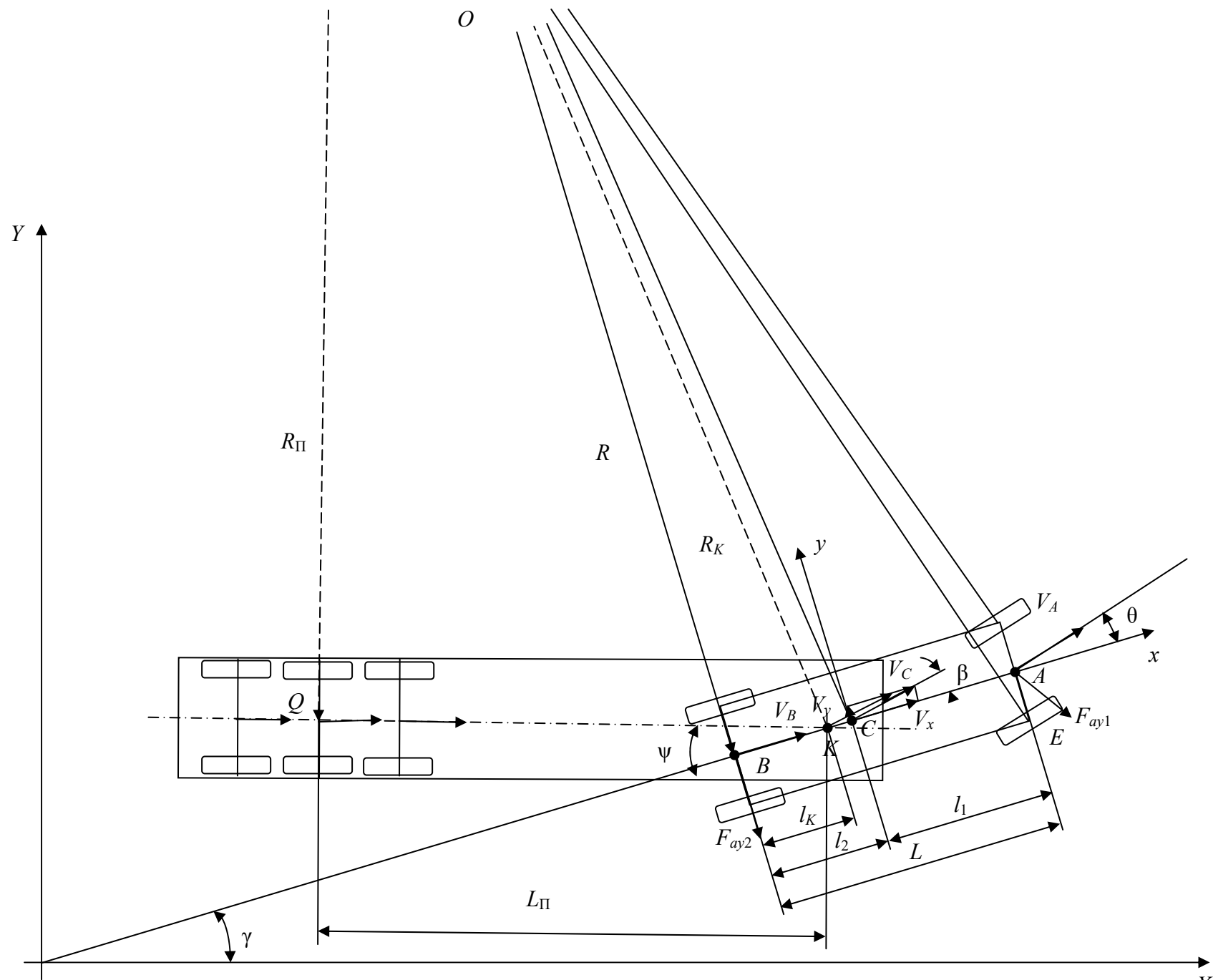


Рис. 2.6. Схема поворота автопоезда с двухосным полуприцепом

Угловая скорость поворота точки K равна $\dot{\phi}$. Линейная скорость точки K :

$$V_K = R_K \dot{\phi}. \quad (2.22)$$

Рассмотрим пошаговое изменение траектории точки K (рис. 2.5 и 2.6). Как следует из формулы (2.6),

$$\dot{\phi}_i = \frac{V_{ai}}{R_i} = \frac{V_{ai}}{L} \operatorname{tg} \theta_i.$$

Используя формулу (2.22), получим линейную скорость точки K на каждом i -м шаге:

$$V_{Ki} = R_{Ki} \frac{V_{ai}}{L} |\operatorname{tg} \theta_i|. \quad (2.23)$$

Тогда перемещение точки K на i -м шаге

$$\Delta l_{Ki} = V_{Ki} \cdot \Delta t = R_{Ki} \frac{V_{ai}}{L} |\operatorname{tg} \theta_i| \cdot \Delta t. \quad (2.24)$$

Теперь найдём пошаговое перемещение точки Q (рис. 2.7).

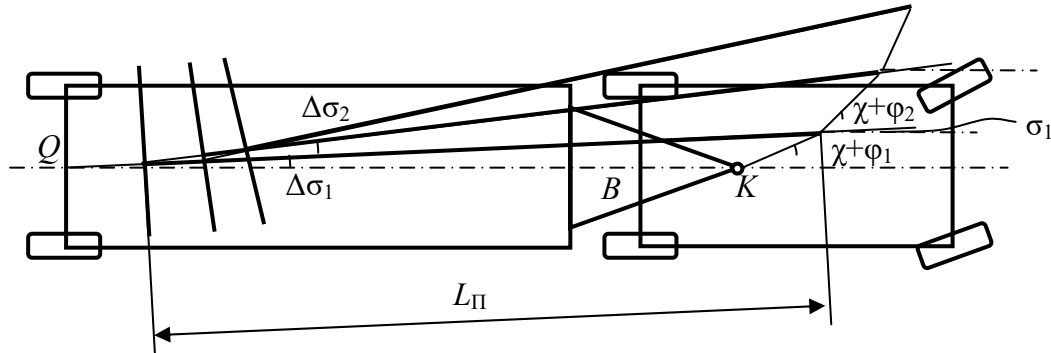


Рис. 2.7. Расчётная схема пошаговой траектории точки Q тягача с полуприцепом с неуправляемыми колесами

Прицеп движется по пути наименьшего сопротивления, то есть по кратчайшему пути. Рассмотрим соотношения на 1-м шаге (рис. 2.7):

$$\Delta l_{K1} \sin(\chi + \phi_1) = (L_{\Pi} + \Delta l_{Q1}) \sin \Delta \sigma_1, \quad (2.25)$$

$$L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \phi_1) = (L_{\Pi} + \Delta l_{Q1}) \cos \Delta \sigma_1. \quad (2.26)$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \Delta \sigma_1 = \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \phi_1)}{L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \phi_1)}, \quad (2.27)$$

и угол поворота полуприцепа на 1-м шаге

$$\Delta\sigma_1 = \operatorname{arctg} \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1)}{L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \varphi_1)}. \quad (2.28)$$

Перемещение точки Q полуприцепа на 1-м шаге

$$\Delta l_{Q1} = \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1)}{\sin \Delta\sigma_1} - L_{\Pi}. \quad (2.29)$$

Результирующий угол поворота полуприцепа на 1-м шаге

$$\sigma_1 = \Delta\sigma_1. \quad (2.30)$$

Угол поворота полуприцепа на i -м шаге

$$\Delta\sigma_i = \operatorname{arctg} \frac{\Delta l_{Ki} \sin(\chi + \varphi_i - \sigma_{i-1})}{L_{\Pi} + \Delta l_{Ki} \cos(\chi + \varphi_i - \sigma_{i-1})}. \quad (2.31)$$

Перемещение точки Q полуприцепа на i -м шаге

$$\Delta l_{Qi} = \frac{\Delta l_{Ki} \sin(\chi + \varphi_i - \sigma_{i-1})}{\sin \Delta\sigma_i} - L_{\Pi} \quad (2.32)$$

Результирующий угол поворота полуприцепа на i -м шаге

$$\sigma_i = \sigma_{i-1} + \Delta\sigma_i \quad (2.33)$$

Соответствующие перемещения точки Q по осям X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned} \Delta l_{QiX} &= \Delta l_{Qi} \cos \sigma_i, \\ \Delta l_{QiY} &= \Delta l_{Qi} \sin \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Проекции точки Q на оси X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned} Q_{iX} &= Q_{i-1X} + \Delta l_{QiX} = Q_{i-1X} + \Delta l_{Qi} \cos \sigma_i, \\ Q_{iY} &= Q_{i-1Y} + \Delta l_{QiY} = Q_{i-1Y} + \Delta l_{Qi} \sin \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Проекции траекторий колёс прицепа на оси X и Y :

$$\begin{aligned} Q_{iX_{\Pi}} &= Q_{iX} - \frac{B}{2} \sin \sigma_i; & Q_{iX_{\Pi}} &= Q_{iX} + \frac{B}{2} \sin \sigma_i; \\ Q_{iY_{\Pi}} &= Q_{iY} + \frac{B}{2} \cos \sigma_i; & Q_{iY_{\Pi}} &= Q_{iY} - \frac{B}{2} \cos \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.36)$$

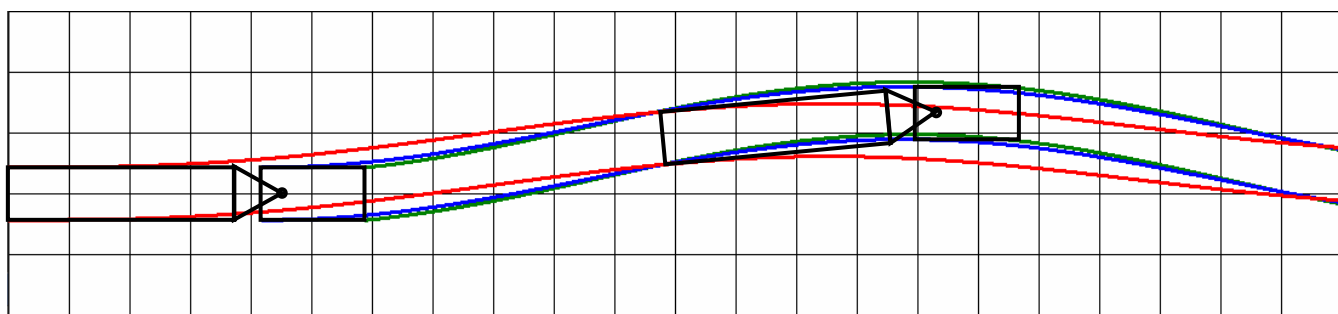


Рис. 2.8. Траектория движения автопоезда при синусоидальном изменении угла поворота ведущих колёс

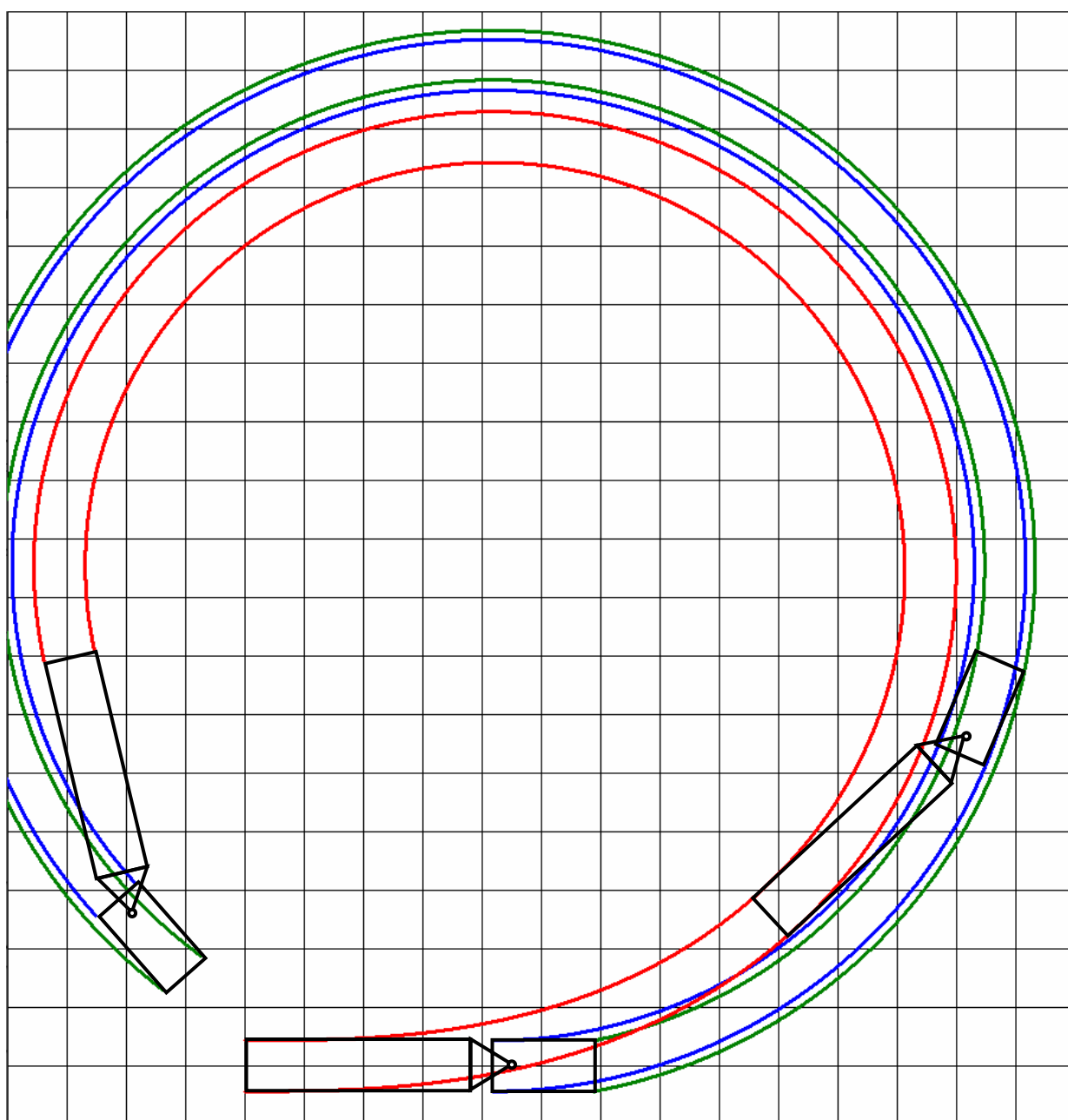


Рис. 2.9. Траектория движения автопоезда при постоянном угле поворота ведущих колёс

На рис. 2.8 и 2.9 показаны траектории колёс автопоезда, полученные по формулам (2.14) – (2.17) и (2.27) – (2.36), при синусоидальном изменении угла поворота ведущих колёс (рис. 2.8) и при постоянном угле поворота ведущих колёс (рис. 2.9).

Аналогичные формулы используются для расчёта траекторий точек многоосного тягача и многоосного полуприцепа. В этом случае точка В находится в центре между передними и задними осями с неуправляемыми колёсами тягача, а точка Q – в центре между передними и задними осями полуприцепа (рис. 2.6).

2.1.3. Вывод закона управления колёсами полуприцепа в зависимости от угла поворота управляемых колёс тягача и моделирование траектории движения автопоезда

Одним из важнейших свойств БТС является маневренность, т.е. способность выполнять повороты с определенным радиусом кривизны и габаритной шириной коридора движения, обусловленными геометрическими характеристиками дорог I-V категории. Для обеспечения минимального радиуса поворота необходимо, чтобы при прохождении поворота БТА, колеса тягача поворачивались в одну сторону, а колеса полуприцепа в противоположную.

Из графика на рис.1.7 можно видеть, что при прохождении поворотов приведенная ось полуприцепа не движется по траектории приведенной оси тягача. Следует отметить, что при входе в поворот наблюдается вынос задней части полуприцепа за траекторию движения в направлении поворота автопоезда относительно траектории движения. Данная ситуация приводит к необходимости уширения дорожного полотна на повороте на величину, сопоставимую с шириной автопоезда. Далее при круговом движении БТС также имеет место несовпадение приведенных траекторий звеньев агрегата.

Решение задачи повышения маневренности БТС достигается:

1. Оптимизацией на стадии проектирования основных геометрических параметров БТС, напрямую влияющих на показатели маневренности

(минимальный радиус поворота и габаритную ширину коридора). Более подробно описано в 1 главе.

2. Применением всеколесного рулевого управления, как для тягача, так и для полуприцепа с разработкой соответствующих алгоритмов работы системы управления поворотом управляемых колес.

Рассмотрим траекторию движения тягача с полуприцепом с управляемыми колесами. Скорости движения автопоезда также считаем малыми, на поворотах из рассмотрения исключаются боковой увод и скольжение эластичных шин, колеса считаем жесткими.

Траектории точек тягача рассчитываем, как в предыдущих случаях. При расчёте движения точек полуприцепа считаем, что ось полуприцепа движется в направлении поворота колёс (рис.2.10).

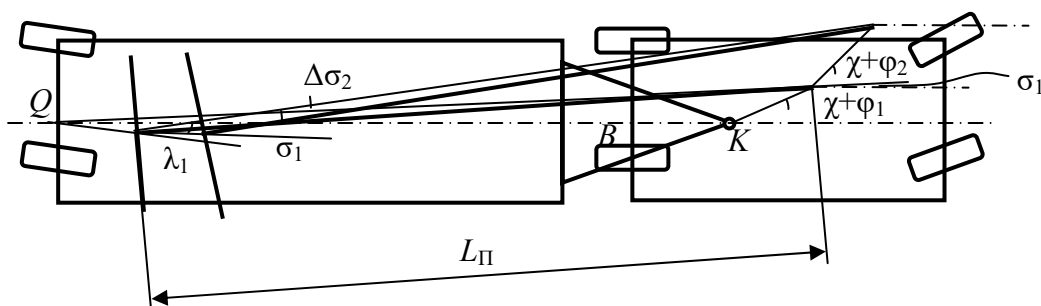


Рис. 2.10. Расчётная схема пошаговой траектории точки Q тягача с полуприцепом с управляемыми колесами

Сначала предполагаем, что точка Q переместилась по кратчайшему расстоянию. Вычисление предполагаемого перемещения Δl_{0Q_1} и угла поворота полуприцепа на 1-м шаге $\Delta\sigma_1$ производим по формулам, аналогичным формулам (2.24) – (2.28):

$$\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1) = (L_{\Pi} + \Delta l_{0Q_1}) \sin \Delta\sigma_1, \quad (2.37)$$

$$L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \varphi_1) = (L_{\Pi} + \Delta l_{0Q_1}) \cos \Delta\sigma_1, \quad (2.38)$$

$$\operatorname{tg} \Delta\sigma_1 = \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1)}{L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \varphi_1)}, \quad (2.39)$$

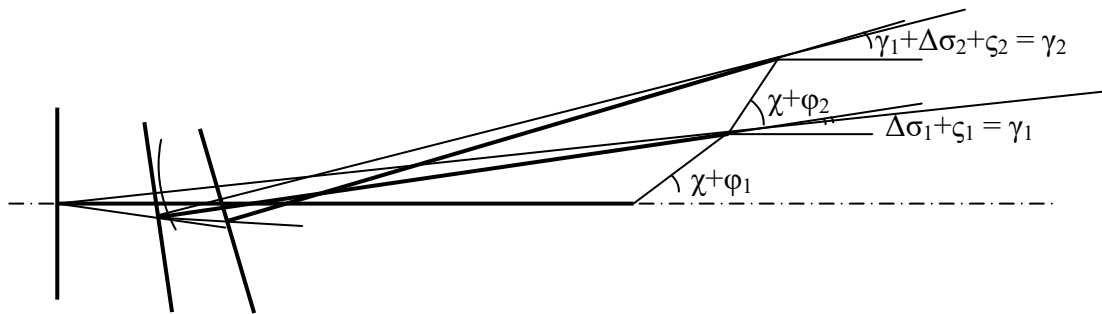
$$\Delta\sigma_1 = \arctg \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1)}{L_{\Pi} + \Delta l_{K1} \cos(\chi + \varphi_1)}, \quad (2.40)$$

$$\Delta l_{0Q_1} = \frac{\Delta l_{K1} \sin(\chi + \varphi_1)}{\sin \Delta\sigma_1} - L_{\Pi}. \quad (2.41)$$

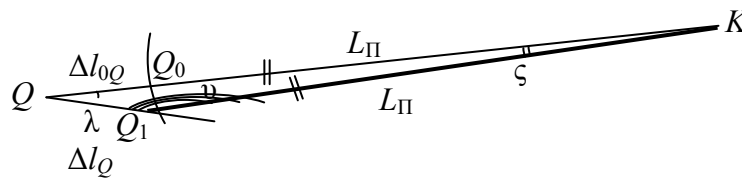
Однако в результате поворота колёс на угол λ_1 точка Q отклоняется от рассчитанного курса $\Delta\sigma_1$ на угол λ_1 . В результате получаем угол курса $\Delta\sigma_1 - \lambda_1$.

Для расчёта перемещения по этому курсу используем теорему синусов (рис. 2.11):

$$\frac{\Delta l_{0Q_1} + L_{\Pi}}{\sin \upsilon_1} = \frac{L_{\Pi}}{\sin \lambda_1} = \frac{\Delta l_{Q_1}}{\sin \varsigma_1}. \quad (2.42)$$



а



б

Рис. 2.11. Расчётная схема пошаговой траектории точки Q тягача с полуприцепом с управляемыми колесами

Отсюда

$$\upsilon_1 = \pi - \arcsin \left(\frac{\Delta l_{0Q_1} + L_{\Pi}}{L_{\Pi}} \sin \lambda_1 \right), \quad (2.43)$$

$$\varsigma_1 = \pi - \lambda_1 - \upsilon_1. \quad (2.44)$$

Траектория точки Q отклоняется от оси X на угол

$$\Delta\sigma_1 - \lambda_1. \quad (2.45)$$

Перемещение по курсу $\Delta\sigma_1 - \lambda_1$:

$$\Delta l_{Q_1} = L_{\Pi} \cdot \frac{\sin \varsigma_1}{\sin \lambda_1}. \quad (2.46)$$

В результате полуприцеп отклоняется от первоначального положения на угол

$$\gamma_1 = \Delta\sigma_1 + \varsigma_1. \quad (2.47)$$

На каждом последующем шаге рассчитываем:

– перемещение центра шарнира K :

$$\Delta l_{Ki} = V_{Ki} \cdot \Delta t = R_{Ki} \frac{V_{ai}}{L} \operatorname{tg} \theta_i \cdot \Delta t, \quad (2.48)$$

– угол, на который дополнительно повернулся бы прицеп при условии, что он движется по кратчайшему пути за тягачом,

$$\Delta\sigma_i = \operatorname{arctg} \frac{\Delta l_{Ki} \sin(\chi + \varphi_i - \gamma_{i-1})}{L_{\Pi} + \Delta l_{Ki} \cos(\chi + \varphi_i - \gamma_{i-1})}, \quad (2.49)$$

– перемещение точка Q при этом же условии:

$$\Delta l_{0Q_i} = \frac{\Delta l_{Ki} \sin(\chi + \varphi_i - \gamma_{i-1})}{\sin \Delta\sigma_i} - L_{\Pi}, \quad (2.50)$$

– рассчитываем угол поворота полуприцепа от предполагаемого угла поворота, вычисленного при условии, что он движется по кратчайшему пути за тягачом, исходя и того, что в результате поворота колёс на угол λ_i точка Q отклоняется от рассчитанного курса ($\Delta\sigma_i$) на угол λ_i

$$\upsilon_i = \pi - \arcsin \left(\frac{\Delta l_{0Q_i} + L_{\Pi}}{L_{\Pi}} \sin \lambda_i \right), \quad (2.51)$$

$$\varsigma_i = \pi - \lambda_i - \upsilon_i, \quad (2.52)$$

– угол траектории точки Q :

$$\gamma_{i-1} + \Delta\sigma_i - \lambda_i, \quad (2.53)$$

– перемещение по курсу $\gamma_{i-1} + \Delta\sigma_i - \lambda_i$:

$$\Delta l_{Q_i} = L_{\Pi} \cdot \frac{\sin \varsigma_i}{\sin \lambda_i}, \quad (2.54)$$

– отклонение полуприцепа от первоначального положения:

$$\gamma_i = \gamma_{i-1} + \Delta\sigma_i + \zeta_i. \quad (2.55)$$

Угол перемещения точки Q определяем по формуле:

$$\sigma_i = \gamma_{i-1} + \Delta\sigma_i - \lambda_i. \quad (2.56)$$

Перемещения точки Q по осям X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned} \Delta l_{Q_{iX}} &= \Delta l_{Q_i} \cos \sigma_i, \\ \Delta l_{Q_{iY}} &= \Delta l_{Q_i} \sin \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.57)$$

Проекция точки Q на оси X и Y на i -м шаге:

$$\begin{aligned} Q_{iX} &= Q_{i-1X} + \Delta l_{Q_{iX}} = Q_{i-1X} + \Delta l_{Q_i} \cos \sigma_i, \\ Q_{iY} &= Q_{i-1Y} + \Delta l_{Q_{iY}} = Q_{i-1Y} + \Delta l_{Q_i} \sin \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Проекция траекторий колёс прицепа на оси X и Y :

$$\begin{aligned} Q_{iX_{\text{л}}} &= Q_{iX} - \frac{B}{2} \sin \sigma_i; & Q_{iX_{\text{п}}} &= Q_{iX} + \frac{B}{2} \sin \sigma_i; \\ Q_{iY_{\text{л}}} &= Q_{iY} + \frac{B}{2} \cos \sigma_i; & Q_{iY_{\text{п}}} &= Q_{iY} - \frac{B}{2} \cos \sigma_i. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Так же, как в случае с неуправляемыми колёсами полуприцепа, аналогичные формулы используются для расчёта траекторий точек многоосного тягача и многоосного полуприцепа. В этом случае точка B находится в центре между передними и задними осями с неуправляемыми колёсами тягача, а точка Q – в центре между передними и задними осями полуприцепа (рис. 2.6).

Рассчитаем требуемое значение угла поворота колес полуприцепа для прохождения поворота по следу задних колес тягача.

В соответствии с формулой (2.19), радиус поворота точки B : $R = \frac{L}{\text{tg}\theta}$. В соответствии с формулой (2.21), радиус поворота точки K : $R_K = \sqrt{R^2 + l_K^2}$.

Воспользовавшись теоремой косинусов для треугольника QOK (рис. 2.12), получим:

$$R_K^2 = R^2 + L_{\text{п}}^2 - 2RL_{\text{п}} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right). \quad (2.60)$$

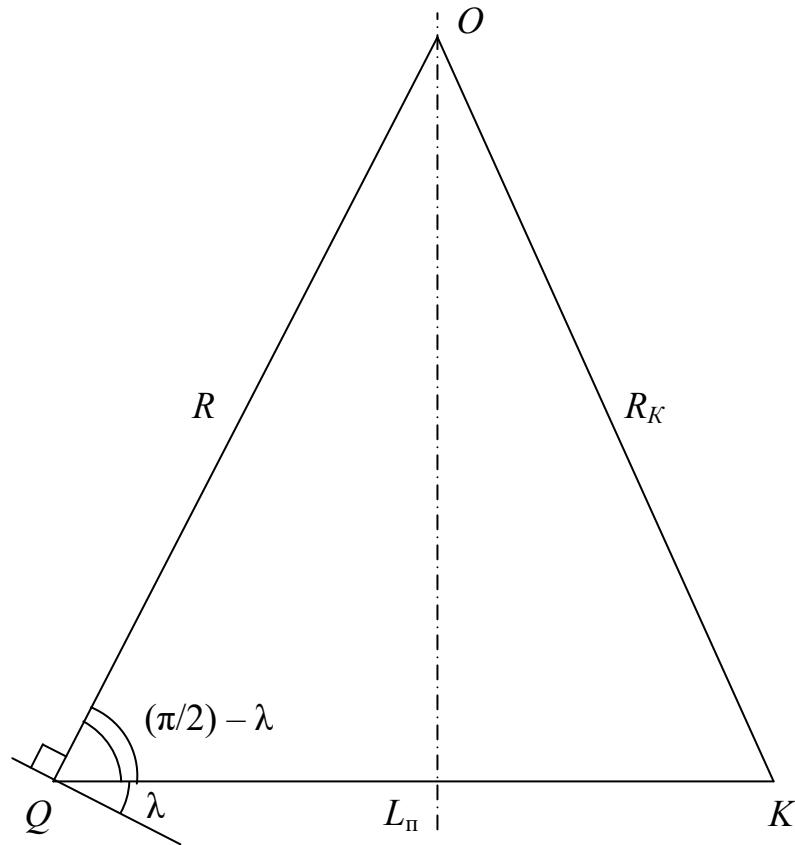


Рис. 2.12. Расчетная схема для определения требуемого угла поворота колес полуприцепа λ для прохождения поворота по следу задних колес тягача

Применив в (2.60) формулу (2.21), получим:

$$R^2 + l_K^2 = R^2 + L_{\pi}^2 - 2RL_{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right), \quad (2.61)$$

откуда

$$l_K^2 = L_{\pi}^2 - 2RL_{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right), \quad (2.62)$$

$$\cos\left(\frac{\pi}{2} - \lambda\right) = \frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2RL_{\pi}}, \quad (2.63)$$

и

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - \arccos \frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2RL_{\pi}}. \quad (2.64)$$

Применив в (2.64) формулу (2.19), получим выражение для определения среднего угла поворота колёс полуприцепа:

$$\lambda(\theta) = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg} \theta\right). \quad (2.65)$$

На рис. 2.13 показаны траектории колёс автопоезда, полученные по формулам (2.14) – (2.17) и (2.37) – (2.59) при постоянном угле поворота ведущих колёс тягача и колёс полуприцепа, рассчитанном по формуле (2.65).

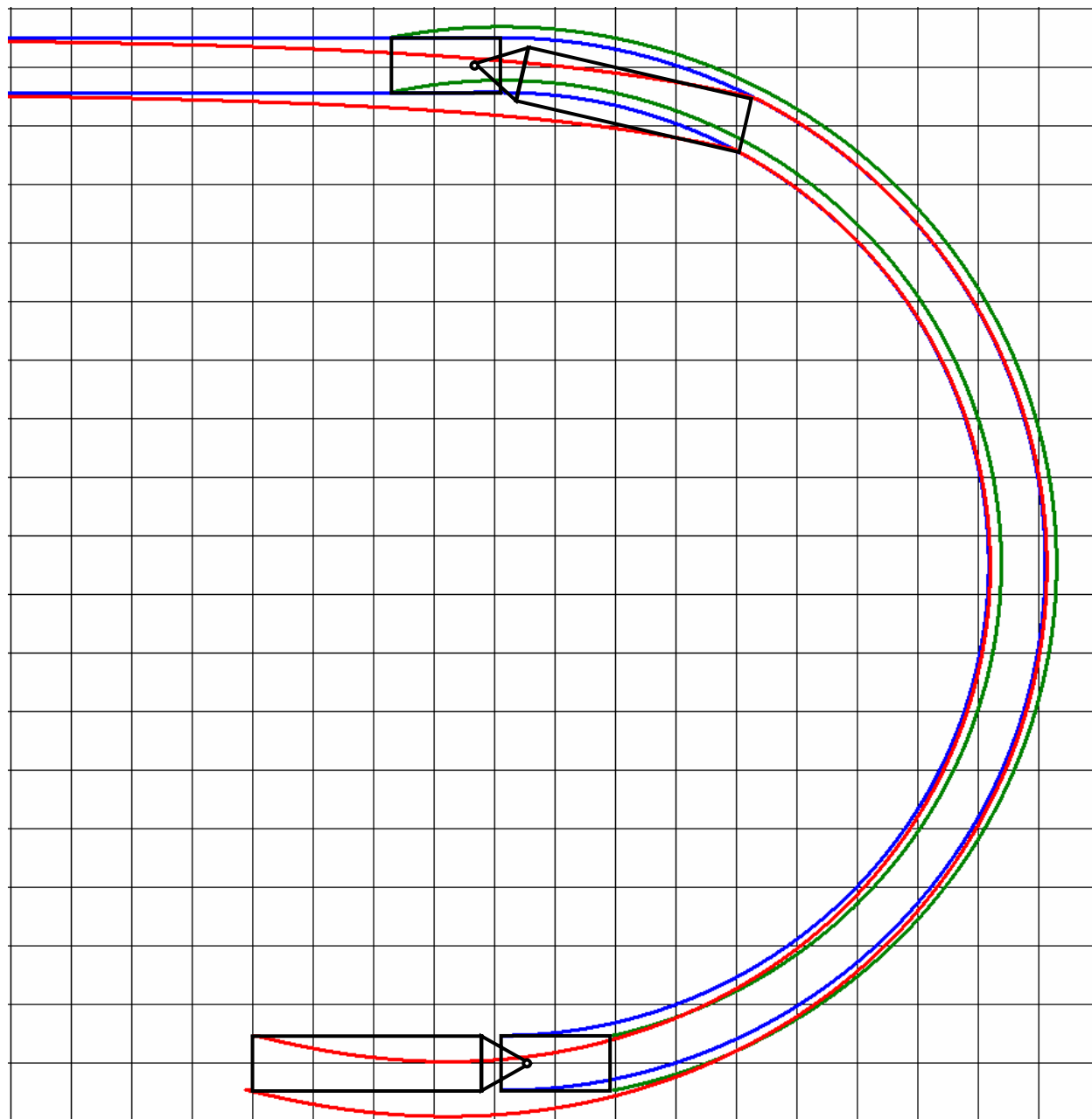


Рис. 2.13. Траектория движения автопоезда при постоянном угле поворота ведущих колёс тягача и угле поворота колёс полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колёс тягача (постоянном угле поворота колёс полуприцепа)

2.1.4. Вывод закона управления колёсами полуприцепа в зависимости от угла поворота управляемых колёс тягача и угла складывания автопоезда и моделирование траектории движения автопоезда

Из рис. 2.13 можно видеть, что при прохождении поворота колёса полуприцепа не всегда движутся по траектории колёс тягача. При входе в поворот наблюдается вынос задней части полуприцепа за траекторию движения, который не компенсируется системой поворота, при которой угол поворота колёс полуприцепа зависит только от угла поворота колёс тягача. При входе тягача в поворот, образуется угол складывания звеньев БТС ψ , который преобразуется в угол поворота колёс полуприцепа. Но так как полуприцеп еще не достиг точки поворота тягача, а $\psi \neq 0$ и угол поворота колёс полуприцепа $\lambda \neq 0$, то происходит вынос полуприцепа в направлении поворота колёс относительно траектории движения. Данная ситуация приводит к необходимости уширения дорожного полотна в зоне входа в поворот. Величина этого уширения, исходя из опыта эксплуатации аналогичных агрегатов, должна быть не менее 2–3 м. Далее при круговом движении БТС также имеет место длительное несовпадение приведенных траекторий звеньев агрегата. Это связано с тем, что при расчете параметров системы поворота кинематическая схема поворота разрабатывается исходя из кругового движения, которое согласно профессору Я.Х. Закину наступает после совершения поворота на $200\text{--}300^\circ$, а при наших расчетах – на $90\text{--}105^\circ$. На практике имеется значительное число неучтенных факторов, что также приводит к несовпадению реального и расчётного углов складывания БТС.

При выходе из поворота при угле поворота колёс полуприцепа, зависящем только от угла поворота ведущих колёс тягача, также происходит вынос полуприцепа относительно траектории движения тягача. Поэтому необходимо обеспечить задержку угла поворота колёс полуприцепа относительно угла поворота управляемых колёс тягача. Для этого предлагается алгоритм управления колёсами полуприцепа в зависимости от угла поворота управляемых колёс тягача

и угла складывания автопоезда. Рассмотрим этот алгоритм.

Рассчитаем требуемое значение среднего угла поворота колес полуприцепа при входе в поворот, прохождении поворота и выходе из поворота.

Расчетный угол λ поворота колес полуприцепа для прохождения поворота по следу задних колес тягача при движении по окружности, соответствующей постоянному значению угла θ поворота ведущих колес тягача зависит от параметров автопоезда и угла θ и рассчитывается по формуле (2.65). Однако при вхождении автопоезда в поворот и выхода из поворота рассчитанный по формуле (2.65) угол поворота колес полуприцепа приводит к существенному отклонению траектории движения колес полуприцепа от траектории движения задних колес тягача. Для решения этой проблемы предлагается закон задания угла поворота колес полуприцепа, зависящий как от угла θ поворота ведущих колес тягача, так и от текущего значения угла складывания автопоезда:

$$\lambda(\theta, \psi) = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - L_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg}\theta\right) + \psi - \psi_{\text{расч}}, \quad (2.66)$$

где ψ – текущий угол складывания автопоезда, $\psi_{\text{расч}}$ – расчетный угол складывания автопоезда, соответствующий углу θ поворота ведущих колес тягача при установившемся движении автопоезда по окружности. Алгоритм (2.66) обеспечивает, по сути, обратную связь системе управления колесами полуприцепа.

Требуемый (расчетный) угол складывания автопоезда при прохождении поворота по следу задних колес тягача соответствует повороту ведущих колес тягача. На рис. 2.14 представлена расчетная схема для определения требуемого угла складывания автопоезда $\psi_{\text{расч}}$ при прохождении поворота по следу задних колес тягача. Как следует из рис. 2.14, требуемый угол складывания автопоезда

$$\psi_{\text{расч}} = \frac{\pi}{2} - \hat{K}. \quad (2.67)$$

Воспользовавшись теоремой косинусов, получим величину угла $\hat{K}$ треугольника QOK (рис. 2.14). В соответствии с теоремой косинусов,

$$R^2 = R_K^2 + L_{\pi}^2 - 2R_K L_{\pi} \cos \hat{K}. \quad (2.68)$$

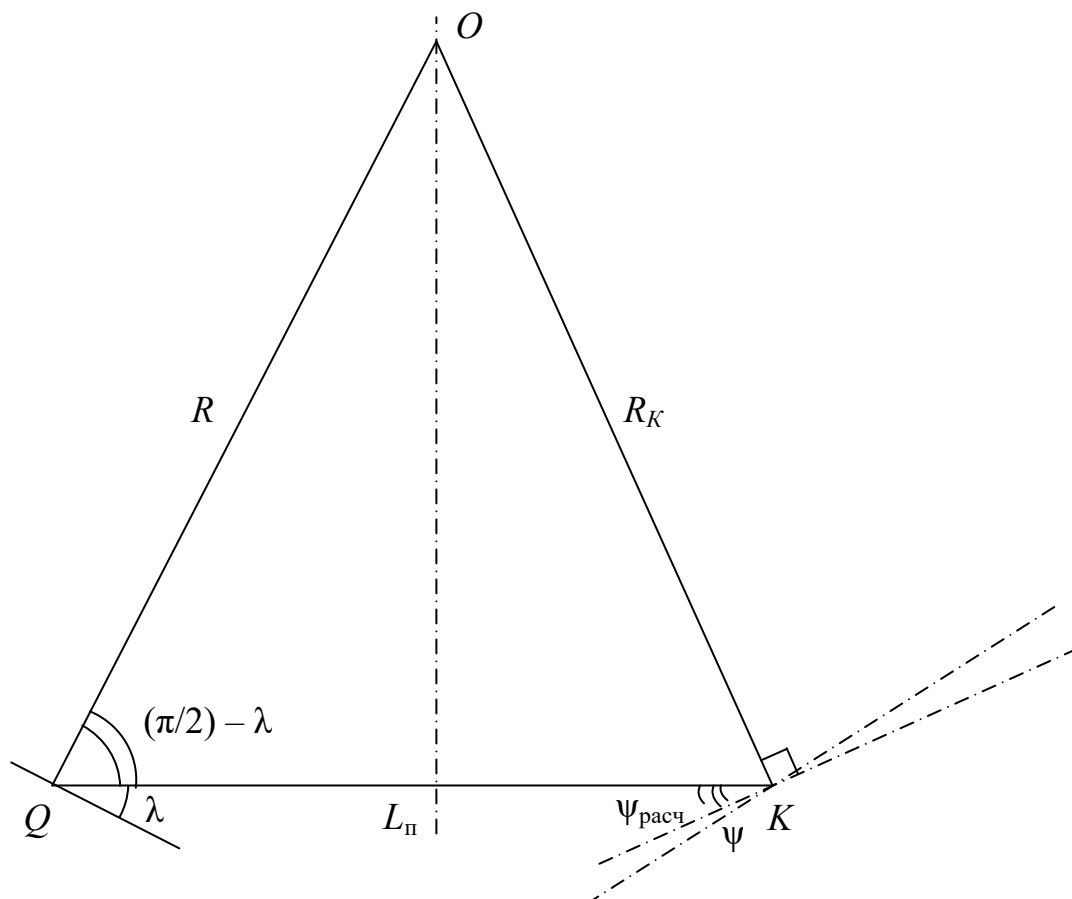


Рис. 2.14. Расчетная схема для определения требуемого угла складывания полуприцепа $\psi_{\text{расч}}$ при прохождении поворота по следу задних колес тягача

Используем в (2.68) формулу (2.21):

$$R^2 = R^2 + l_K^2 + L_{\text{п}}^2 - 2L_{\text{п}}\sqrt{R^2 + l_K^2} \cos \hat{K}, \quad (2.69)$$

откуда

$$2L_{\text{п}}\sqrt{R^2 + l_K^2} \cos \hat{K} = l_K^2 + L_{\text{п}}^2, \quad (2.70)$$

и

$$\cos \hat{K} = \frac{l_K^2 + L_{\text{п}}^2}{2L_{\text{п}}\sqrt{R^2 + l_K^2}}. \quad (2.71)$$

Тогда

$$\hat{K} = \arccos \frac{l_K^2 + L_{\text{п}}^2}{2L_{\text{п}}\sqrt{R^2 + l_K^2}}. \quad (2.72)$$

Применим в (2.72) формулу (2.19):

$$\hat{K} = \arccos \frac{l_K^2 + L_{\text{п}}^2}{2L_{\text{п}}\sqrt{\left(\frac{L}{\text{tg}\theta}\right)^2 + l_K^2}}. \quad (2.73)$$

Таким образом, величина угла $\hat{K}$:

$$\hat{K} = \arccos\left(\frac{l_K^2 + L_{\pi}^2}{2L_{\pi}\sqrt{L^2 + l_K^2 \operatorname{tg}^2 \theta}} \operatorname{tg} \theta\right), \quad (2.74)$$

а величина требуемого угла складывания автопоезда:

$$\psi_{\text{расч}} = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{l_K^2 + L_{\pi}^2}{2L_{\pi}\sqrt{L^2 + l_K^2 \operatorname{tg}^2 \theta}} \operatorname{tg} \theta\right). \quad (2.75)$$

Действительный угол складывания автопоезда при прохождении поворота может быть определен с помощью специального датчика, установленного в шарнире сцепки. При расчете движения автопоезда с помощью программы угол складывания автопоезда при прохождении поворота определяется как разность между углом поворота φ и углом поворота полуприцепа γ :

$$\psi(t) = \varphi(t) - \gamma(t). \quad (2.76)$$

Таким образом, закон задания угла поворота колес полуприцепа, в соответствии с формулой (2.66):

$$\lambda(\theta, \psi) = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg} \theta\right) + \psi - \psi_{\text{расч}}.$$

Используя в выражении (2.66) формулу (2.75), получим:

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg} \theta\right) + \psi - \frac{\pi}{2} + \arccos\left(\frac{l_K^2 + L_{\pi}^2}{2L_{\pi}\sqrt{L^2 + l_K^2 \operatorname{tg}^2 \theta}} \operatorname{tg} \theta\right) \quad (2.77)$$

или

$$\lambda = \psi - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg} \theta\right) + \arccos\left(\frac{l_K^2 + L_{\pi}^2}{2L_{\pi}\sqrt{L^2 + l_K^2 \operatorname{tg}^2 \theta}} \operatorname{tg} \theta\right). \quad (2.78)$$

На рис. 2.15 показаны траектории колес автопоезда, полученные по формулам (2.14) – (2.17) и (2.37) – (2.59) при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, рассчитанным по формуле (2.88).

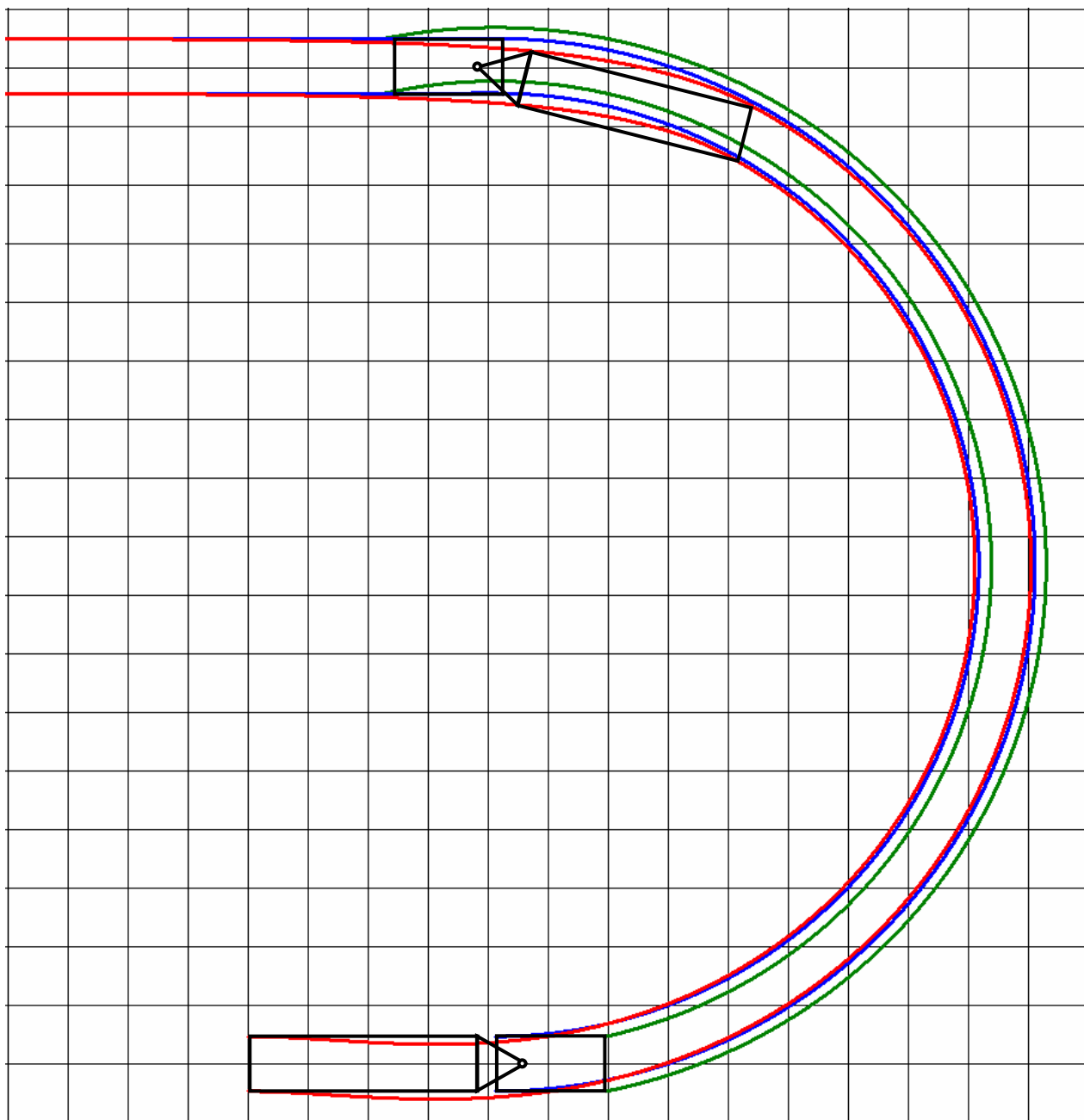


Рис. 2.15. Траектория движения автопоезда при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда

2.2. Расчет показателей относительного проскальзывания

Когда БТС передвигается в соответствии с прямолинейной траекторией, показатель скорости, в соответствии с которой скользит БТС, приравняется к разности между угловым ускорением колеса $V_{RIj} = \omega_{ij} \cdot r_{stat}$ и линейным ускорением, которым обладает центральная точка в диске колеса, спроецированное в соответствии с поверхностью $V_{WIj} = V_{CoG}$.

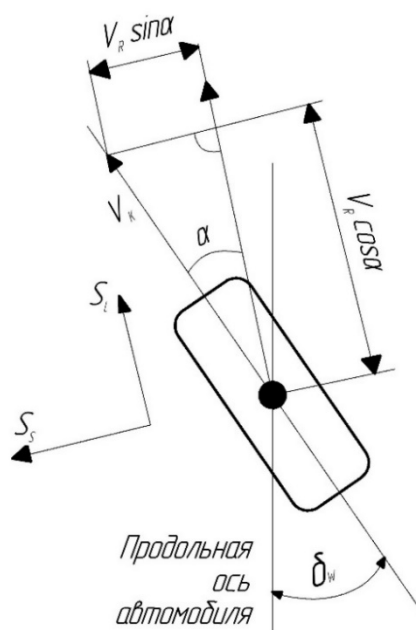


Рис. 2.16. Расчетная схема показателей проскальзывания колеса.

Также стоит отметить наличие разных способов, которые позволяют изучить скорость, в соответствии с которой осуществляется скольжение в соответствии с продольными или поперечными направлениями. Считается, что их обозначение осуществляется посредством разных терминов, к примеру Буркхард, на основании которого осуществляется определение продольных направленностей силы, расположенной в соответствии с пятном, где контактирует пневматическая шина, а также скорости скольжения в качестве того, насколько быстро перемещается колесо в соответствии с направлением движения, что в текущей работе было целесообразно представить на рис. 3.2 [2], при этом Раймпель [Reimpell] чтобы выбрать продольное направление руководствуется продольной осью колеса [3]. Настоящее исследование проводится с применением метода Буркхарда.

Таблица составлена для представления формул, которые применяются, чтобы рассчитать показатели относительного скольжения в соответствии с поперечным и продольным направлениями, тяговый режим и режим торможения, что в текущей работе было целесообразно представить в таблице 2.1.

Таблица 2.1

	режим торможения $V_R \cdot \cos \alpha \leq V_W$	тяговый режим $V_R \cdot \cos \alpha > V_W$
в продольном направлении - S_L	$S_L = \frac{V_R \cdot \cos \alpha - V_W}{V_W}$	$S_L = \frac{V_R \cdot \cos \alpha - V_W}{V_R \cdot \cos \alpha}$
в поперечном направлении - S_S	$S_S = \frac{V_R \cdot \sin \alpha}{V_W}$	$S_S = \tan \alpha$

Коэффициент относительного скольжения в продольном направлении S_L способен принимать значения в интервале между -1 и $+1$, в соответствии с режимом движения. Достичь это можно с помощью деления разности скоростей, что в текущей работе было целесообразно представить в табличной форме в таблице 2.1 в соответствии с крупными значениями. К примеру, в соответствии с режимом торможения осуществляется применение скоростного показателя V_W , а в соответствии с тяговым применяется $-V_R \cdot \cos \alpha$.

Общее относительное скольжение приравнивается к 0 – $+1$ включительно, а его расчет осуществляется с применением следующей формулы:

$$S_{Res} = \sqrt{S_L^2 + S_S^2} \quad (2.79)$$

2.2.1. Моделирование процесса взаимодействия пневматической шины с опорной поверхностью

Точное и правдивое описание механики совместной работы, в которую включена пневматическая машина и опорная поверхность, чтобы описать действующую силу в пятне, где осуществляется контакт – выступает в качестве основополагающего условия, когда формируется имитационная математическая модель того, как передвигается колесная машина. В качестве начальных характеристик расчета в одиночном колесе выступают показатели, где осуществляется относительное скольжение и сцепление с углом отвода [1].

2.2.2. Расчет коэффициентов сцепления пневматической шины с опорной поверхностью

Показатель сцепления выявляется в зависимости от того, как соотносится сила данного явления с вертикально нагрузкой, которая действует в соответствии с поверхностью опоры колесом.

$$\mu_{Res} = \frac{F_{fric}}{F_Z} \quad (2.80)$$

В соответствии с подходом Буркхарда, следует провести расчет показателей сцепления в функции в соответствии с общим относительным скольжением колес [2]:

$$\mu_{Res}(S_{Res}) = c_1 \cdot (1 - \exp(-c_2 \cdot S_{Res})) - c_3 \cdot S_{Res}. \quad (2.81)$$

Для указанного выше выражения также предусматривается его дополнение посредством коэффициента c_4 , на основании которого осуществляется обозначение условия того, как передвигается машина в соответствии с высокой скоростью и показателем c_5 , на основании которого осуществляется определение того, насколько увеличивается вертикальная нагрузка в соответствии с колесом. Также стоит отметить, что для обоих коэффициентов предусматривается возможность обладать максимальным показателем, приравненным в соответствии с 1, следовательно, осуществляется снижение коэффициента сцепления. Если неправильно указать давление в соответствии с пневматическими шинами, осуществляется снижение коэффициента сцепления, тем не менее, данный факт допустимо игнорировать, если давление колеблется в пределах $0,3 \text{ кгс/см}^2$. В этих условиях выражение (3) может быть представлено так:

$$\mu_{Res}(S_{Res}) = (c_1 \cdot (1 - \exp(-c_2 \cdot S_{Res})) - c_3 \cdot S_{Res}) \cdot \exp(-c_4 \cdot S_{Res} \cdot V_{CoG}) \cdot (1 - c_5 \cdot F_Z^2) \quad (2.82)$$

Показатели коэффициентов c_1 , c_2 и c_3 для разных видов покрытий поверхности опоры указаны в таблице 2.2 [1, 2, 4]. Коэффициент c_4 принимает значение от 0,02 с/м до 0,04 с/м. Например, для коэффициента общего относительного скольжения 0,1 (10%) и скорости машины 20 м/с (72 км/ч), общий показатель сцепления сократится до 8% [1].

Таблица 2.2

Тип дорожного покрытия	c_1	c_2	c_3
сухой асфальт	1,2801	23,99	0,52
мокрый асфальт	0,857	33,822	0,347
сухой бетон	1,1973	25,168	0,5373
сухой гравий	1,3713	6,4565	0,6691
мокрый гравий	0,4004	33,708	0,1204
снег	0,1946	94,129	0,0646
лед	0,05	306,39	0

Рис. 2.17 составлен в текущей работе для наиболее удобного представления в схематическом виде графика функции того, как зависит коэффициент сцепления в соответствии с общим относительным скольжением в соответствии с разными категориями покрытия. Здесь стоит рассматривать лишь квазистатические режимы того, как передвигается машина и не осуществляется описание высокой динамики с внутренними процессами. Рисунки [1], [5] и [6] составлены для наиболее удобного представления в схематическом виде в текущей работе графиков зависимостей во времени боковых реакция пятна, где контактируют пневматические шины и поверхность опоры, в соответствии с тем, как изменяется угол увода.

Общее относительное скольжение по направлению такой же, как и то, в каком направлении действует сила сцепления, в результате этого осуществляется формирование терминологии коэффициентов сцепления в соответствии с продольным и поперечным направлениями, что определяется при помощи формулы:

$$\mu_L = \mu_{Res} \cdot \frac{S_L}{S_{Res}} \text{ и } \mu_S = \mu_{Res} \cdot \frac{S_S}{S_{Res}}. \quad (2.83)$$

Рис. 2.18 составлен для наиболее удобного представления в схематическом виде в текущей работе «окружности Камма», на основании которой осуществляется представление того, как условно распределяется общий коэффициент сцепления в соответствии с коэффициентами сцепления по продольному и поперечному направлениям.

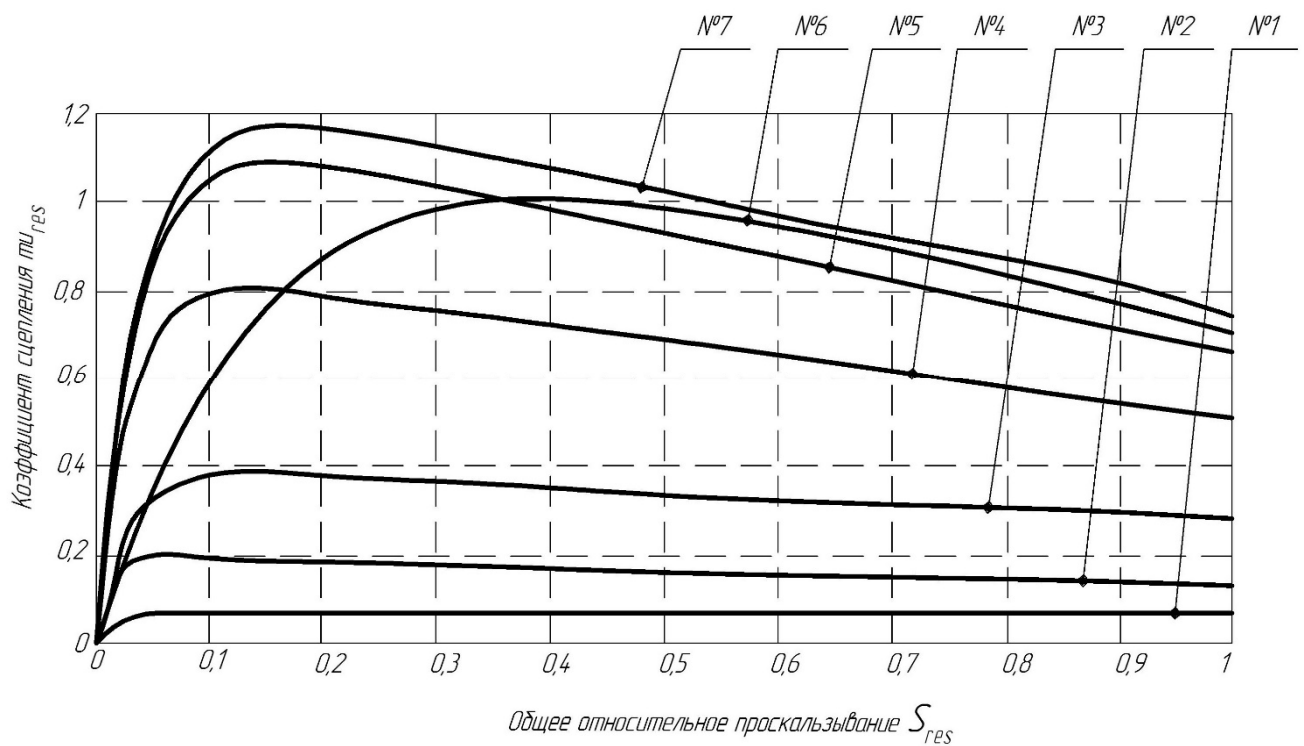


Рис. 2.17. Характеристики коэффициента сцепления, где №1 – лед, №2 – снег, №3 – мокрый гравий, №4 – сухой график, №5 – сухой бетон, №6 – мокрый асфальт, №7 – сухой асфальт

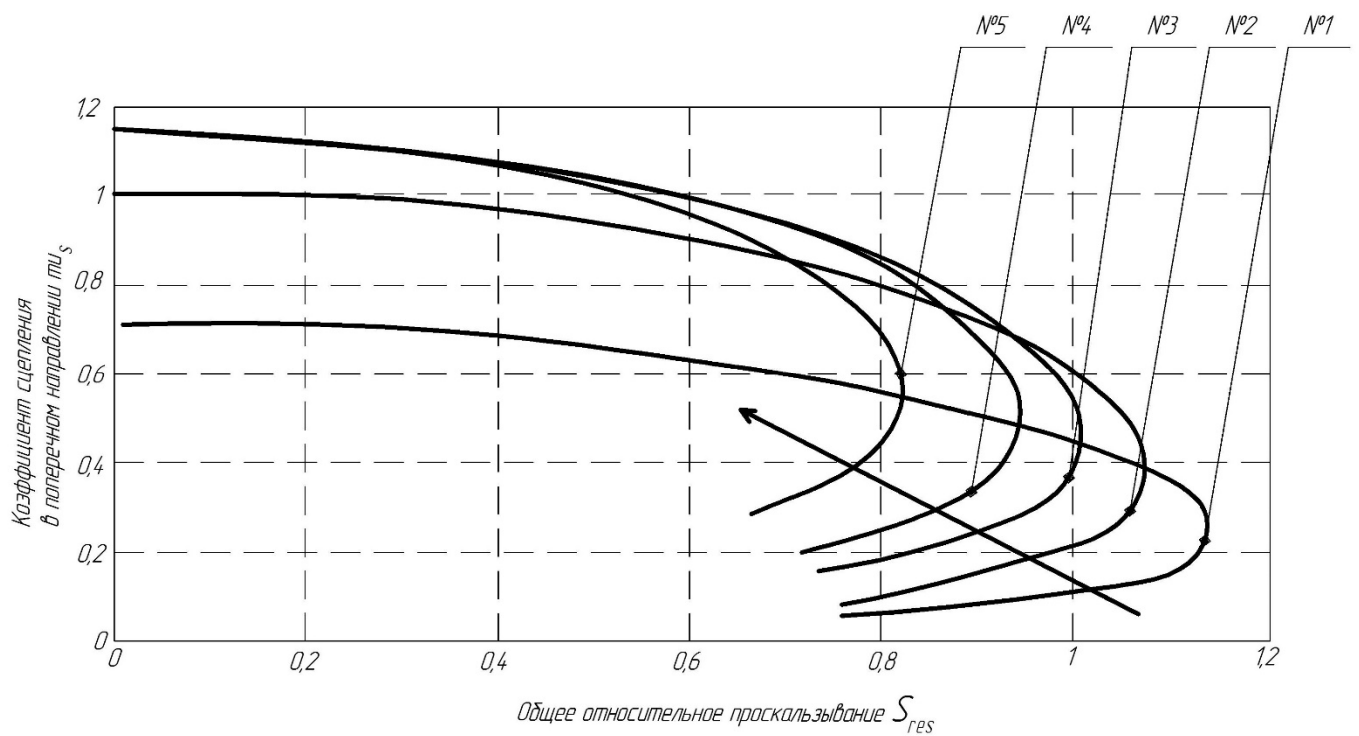


Рис. 2.18. Характеристики коэффициентов сцепления, где №1 – угол увода 2°, №2 – угол увода 4°, №3 – угол увода 4°, №4 – угол увода 8°, №1 – угол увода 16°.

Осуществляется учет данного обстоятельства в соответствии с формулами, которые представлены на рис. 2.18 через то, что вводится коэффициент k_s , при условии, что:

$$\mu_L = \mu_{Res} \cdot \frac{s_L}{s_{Res}} \text{ и } \mu_S = k_s \cdot \mu_{Res} \cdot \frac{s_S}{s_{Res}}. \quad (2.84)$$

Если $k_s = 1$, то формулы рисунков (2.83) и (2.84) становятся одинаковыми. Зачастую коэффициент k_s для низкопрофильный шин приобретает значение в интервале между 0,9 и 0,95 включительно [1].

Когда осуществляется интенсивный разгон и торможение, отмечается наличие постоянных (неизменных) коэффициентов скольжения. Тем не менее, в такой ситуации не осуществляется приведение подобных эффектов. На основании «окружности Камма» осуществляется указание наиболее вероятной силы сцепления в соответствии с пятном, где осуществляется контакт пневматической шины и поверхности, в результате чего осуществляется превышение его абсолютного значение через реализуемые силы, другими словами:

$$\sqrt{F_{WLij}^2 + F_{WSij}^2} \leq \mu_{Res} \cdot F_{Zij}. \quad (2.85)$$

В соответствии с несколькими другими изображениями осуществляется указание характеристики сцепления в соответствии с пневматическими шинами, когда также приводятся углы отводы в соответствии с сухим асфальтом. Не стоит забывать и о том, что определение практических углов отвода не осуществляется в соответствии с постоянными величинами, их преобразование осуществляется тогда, когда происходит торможение или криволинейное движение.

Формула (2.83) характеризуется представлением того, как воздействуют коэффициенты сцепления в соответствии с продольными направлениями, учитывая разные значения в соответствии с углами отвода коэффициентов сцепления пневматической шины, рассматривая поперечное направление. Если угол отвода отсутствует, то формирование боковой реакции в соответствии с пятном, где контактирует пневматическая шина и опорная поверхность, не осуществляется. В результате этого расположение кривой, соответствующей углу отвода в 0° , представленной в текущей работе в схематичном виде на рис. 2.19, отмечается в соответствии с осью абсцисс.

В соответствии с рис. 2.19 осуществляется представление функции в соответствии с продольным коэффициентом сцепления по относительному продольному скольжению, учитывая то, как изменяется угол отвода. В соответствии с торможением, когда осуществляется поворот, осуществляется снижение продольного коэффициента сцепления с увеличением тормозного пути. Также стоит отметить, что для угла отвода характерно провоцировать боковую реакцию и изменить то, по какой траектории осуществляется движение. Показатель максимального угла поворота колеса находится на отметке 30° , что определяется самим транспортным средством. Чтобы движение машины осуществлялось в устойчивом режиме, показатель угла отвода должен располагаться на уровне до 16° включительно.

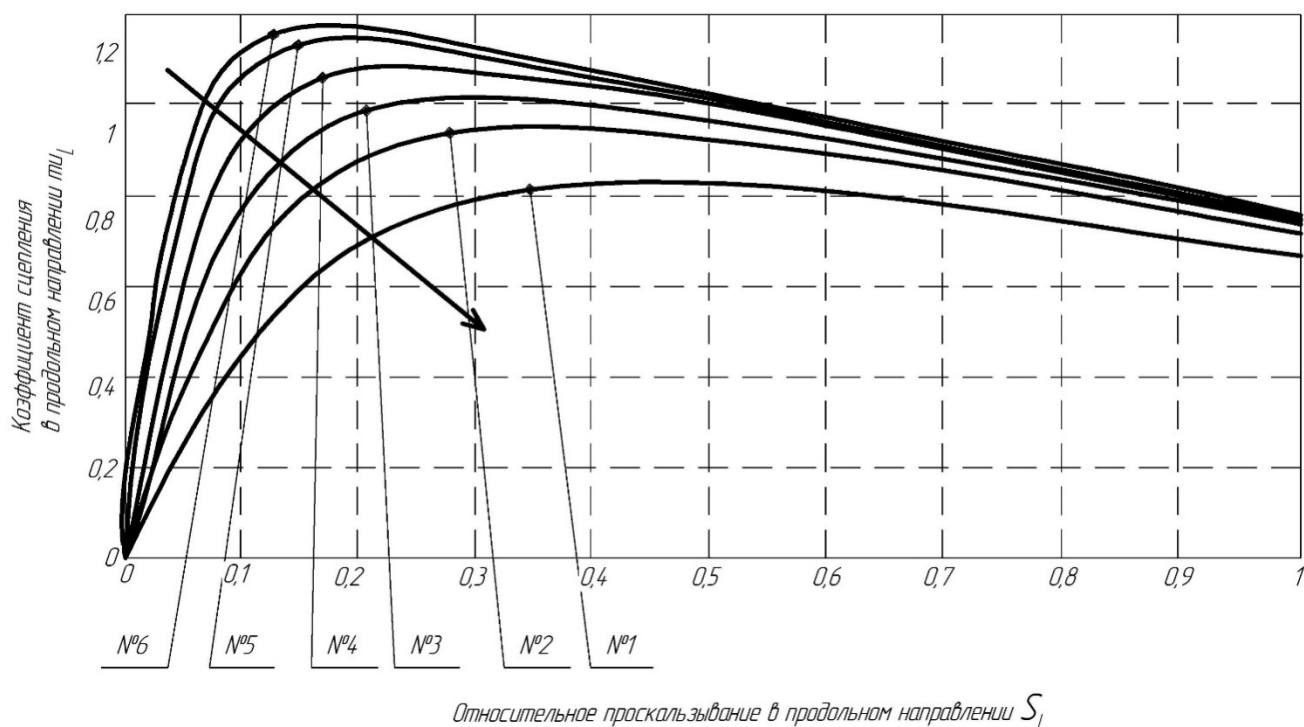


Рис. 2.19. Характеристики продольного коэффициента сцепления, где №1 — угол увода 2° , №2 — угол увода 4° , №3 — угол увода 4° , №4 — угол увода 8° , №5 — угол увода 16° .

В соответствии с рис. 2.20 осуществляется представление функции по поперечному коэффициенту сцепления в соответствии с продольным относительным скольжением, что определяется изменяющимися углами отвода. Достижение максимального поперечного коэффициента скольжения

осуществляется тогда, когда колесо поворачивает и не тормозит. При показателе угла отвода, равном 8° , то μ_5 позволяет осуществить формирование максимального значения. В результате того, что увеличивается продольное относительное скольжение S_L , резко снижается поперечный коэффициент сцепления, а компенсация проводится лишь некоторой части посредством того, что увеличивается угол увода.

Графики рисунков 2.17, 2.18, 2.19, 2.20 построены по показателям (2.79), (2.80), (2.81), (2.82).

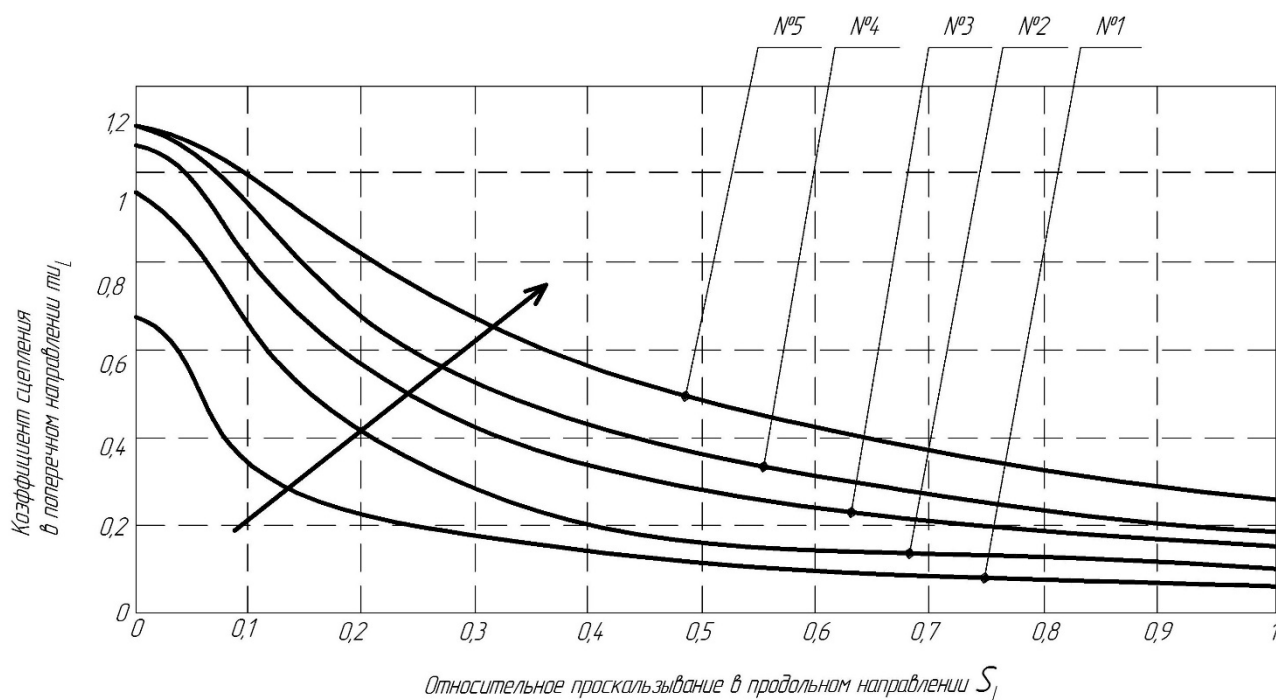


Рис. 2.20. Характеристики поперечного коэффициента сцепления, где №1 – угол увода 2° , №2 – угол увода 4° , №3 – угол увода 4° , №4 – угол увода 8° , №5 – угол увода 16°

Ниже указаны динамические параметры расчета данного блока:

- 1) вертикальная реакция, которая проходит на рассматриваемое колесо;
- 2) угол поворота колеса;
- 3) угловая скорость вращения кузова машины соответствующая вертикальной оси;
- 4) абсолютный показатель скорости центра масс машины в динамичной системе координат;
- 5) угол отклонения указателя скорости центра масс машины в отношении

центральной продольной оси;

6) номер вида поверхности опоры, которая в этот момент находится в пятне контакта (сухой и мокрый асфальт, сухой бетон и гравий, мокрый гравий, снег и лед);

7) коэффициент противодействия качению, который соответствует виду поверхности опоры;

8) тяговый момент, подведенный к колесу;

9) тормозной момент, подведённый к колесу.

Входные константы, которые рассчитывают блок колеса:

1) коэффициенты c_i (В таблице 2), которые задают характеристики $\mu - s$ диаграмм покрытий различных видов

2) коэффициенты, которые используются при расчете продольного и поперечного смещения место приложения реакций в пятне контакта соответственно геометрическому центру пятна контакта, который был вызван углом продольного наклона оси шкворня и распределение давления в контакте при воздействии боковой силы;

3) коэффициент «окружности Камма», иными словами, эллипсности

4) коэффициенты, корректирующие боковую реакцию соответственно динамике угла увода и вертикальной реакции.

5) коэффициент учета увеличения сопротивления качения росту скорости движения;

6) изменчивый радиус колеса;

7) момент, когда колесо находится в состоянии покоя

8) установленный угол схождения.

Ниже приведены выходные, изменчивые параметры расчёта блока колеса:

1) осевая реакция в подвижной системе координат центра масс транспортного средства;

2) боковая реакция в динамической системе координат центра масс автомобиля;

3) сила, препятствующая качению.

Блок внутри транспортного колеса содержит в себе блоки расчета:

- смещения точки приложения ответов в опорной поверхности колеса;
- координат точек приложения ответа в соответствии с центром масс автомобиля;
- скорости колеса и угла увода;
- относительного скольжения
- коэффициентов сцепления;
- сил системы координат, которая связана с центром масс автомобиля;
- скорости колес и силы противодействия качению.

Так была сформирована общая модель Simulink транспортного колеса с целью использования общих планов моделирования изменчивого движения транспорта.

2.3. Моделирование динамики движения тягача

Движение тягача описано системой уравнений, приведённой ниже:

$$\begin{cases}
 m_{CoG} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \\ \ddot{z}_{In} \end{bmatrix} = T_{UIn} \cdot \begin{bmatrix} F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} + F_{windX} + F_{GX} + F_{RR} + F_{Xstr} \\ F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR} + F_{windY} + F_{GY} + F_{Ystr} \\ F_{ZFL} + F_{ZFR} + F_{ZRL} + F_{ZRR} + F_{windZ} + F_{GZ} \end{bmatrix} \\
 m_{CoG} = (F_{ZFL} + F_{ZFR} + F_{ZRL} + F_{ZRR}) / g = f(\ddot{x}_{In}, \ddot{y}_{In}, F_{Zstr}) \\
 T_{UIn} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cdot \cos \chi & -\sin \psi \cdot \cos \varphi - \cos \psi \cdot \sin \chi \cdot \sin \varphi & \sin \psi \cdot \sin \varphi - \cos \psi \cdot \sin \chi \cdot \cos \varphi \\ \sin \psi \cdot \cos \chi & \cos \psi \cdot \cos \varphi + \sin \psi \cdot \sin \chi \cdot \sin \varphi & -\cos \psi \cdot \sin \varphi - \sin \psi \cdot \sin \chi \cdot \cos \varphi \\ -\sin \chi & \cos \chi \cdot \sin \varphi & \cos \chi \cdot \cos \varphi \end{bmatrix} \\
 \begin{bmatrix} F_{windX} \\ F_{windY} \\ F_{windZ} \end{bmatrix} = V_{windX} \begin{bmatrix} -0,5 \cdot c_{airX} \cdot A_L \cdot \rho \cdot (V_{CoGX} - V_{windX} \cdot \cos \psi - V_{windY} \cdot \sin \psi)^2 \\ -0,5 \cdot c_{airY} \cdot A_L \cdot \rho \cdot (V_{CoGY} + V_{windX} \cdot \sin \psi - V_{windY} \cdot \cos \psi)^2 \cdot \text{sign}(V_{windX} \cdot \sin \psi - V_{windY} \cdot \cos \psi) \\ 0 \end{bmatrix} \\
 \begin{bmatrix} F_{GX} \\ F_{GY} \\ F_{GZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\chi_{road}) & \sin(\chi_{road}) \cdot \sin(\varphi_{road}) & \sin(\chi_{road}) \cdot \cos(\varphi_{road}) \\ 0 & \cos(\varphi_{road}) & -\sin(\varphi_{road}) \\ -\sin(\chi_{road}) & \cos(\chi_{road}) \cdot \sin(\varphi_{road}) & \cos(\chi_{road}) \cos(\varphi_{road}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{CoG} \cdot g \end{bmatrix} \\
 I_Z \cdot \ddot{\psi} = (F_{YFR} + F_{YFL}) \cdot l_F - (F_{YRL} + F_{YRR}) \cdot l_R + (F_{XFR} - F_{XFL}) \cdot 0,5 \cdot b_F + (F_{XRR} - F_{XRL}) \cdot 0,5 \cdot b_R + F_{Ystr} \cdot l_{astr} \\
 I_X \cdot \ddot{\varphi} = (F_{ZFL} - F_{ZFR}) \cdot 0,5 \cdot b_F + (F_{ZRL} - F_{ZRR}) \cdot 0,5 \cdot b_R - m_{CoG} \cdot \ddot{y}_{In} \cdot h_{CoG} \\
 I_Y \cdot \ddot{\chi} = -(F_{ZFL} + F_{ZFR}) \cdot l_F + (F_{ZRL} + F_{ZRR}) \cdot l_R + m_{CoG} \cdot \ddot{x}_{In} \cdot h_{CoG} \\
 I_{Wi} \cdot \ddot{\omega}_i = T_{Dr,i} - T_{Br,i} - r_d \cdot F_{Li}
 \end{cases} \quad (2.86)$$

где:

m_{CoG} выступает в качестве показателя массы тягача, переменный показатель, что определяется динамичной вертикальной нагрузкой в соответствии с седельным сцепным механизмом, что вызвано тем, что перераспределяются вертикальные ответы полуприцепа, когда отмечается изменчивое движение;

$\ddot{x}_{In}, \ddot{y}_{In}, \ddot{z}_{In}$ выступает в качестве направлений ускорения центров масс тягачей в соответствии с инерциальной в соответствии с декартовыми осями системы координат;

$T_{Uln} = T_{RotZ} \cdot T_{RotY} \cdot T_{RotX}$ выступает в качестве матрицы поворота, применяемой в соответствии с тем, чтобы транспортировать векторы за пределы системы координат;

F_{Gx}, F_{Gy}, F_{Gz} выступает в качестве показателя плана куда направлена сила тяжести устройства в соответствии с центральностью осью тягачей;

V_{CoG} выступает в качестве показателя скорости центр масс в соответствии с подвижной системой координат;

C_{airX}, C_{airY} выступают в качестве коэффициентов, которые показывают то, как осуществляется аэродинамическое сопротивление в соответствии с продольными и поперечными направлениями;

A_L, A_S показатели лобовой площади автопоезда, а также боковой площади в соответствии с тягачом;

ρ – показатель плотности воздуха;

I_x, I_y, I_z выступают в качестве основных момент инерции в соответствии с тягачом;

l_F, l_R – расстояние от центра тяжести тягача до оси передних/задних колес;

l_{astr} – расстояние от центра тяжести тягача до седельно-сцепного устройства;

b_F, b_R – колея передних/задних колес тягача;

h_{CoG} – высота центра масс тягача;

I_{wi} – моменты инерции эквивалентных колес тягача (см. рис.2);

$\ddot{\omega}_i$ – угловое ускорение эквивалентного колеса тягача;

$T_{Dr,i}$ – подводимый к колесному движителю тягача крутящий момент;

$T_{Br,i}$ – подводимый к колесному движителю тягача тормозной момент;

r_d – динамический радиус колеса;

F_{Li} – сила взаимодействия с опорной поверхностью в продольной плоскости колесного двигателя.

2.4. Моделирование динамики движения полуприцепа

Детальная характеристика того, как передвигается полуприцеп, осуществляется с помощью системы с уравнениями, отличающейся от аналогичной расчетом ускорения центра масс полуприцепа в соответствии с тем, как рассчитывается ускорение центра масс тягача в соответствии с динамической системой координат через перенос, вращая тягач в соответствии с его центром масс в соответствии с седельными сцепными механизмами, после чего осуществляется учет того, что вращается полуприцеп и присутствует показатель угла складывания, что выступает в качестве основополагающего условия для того, чтобы сформировать связь.

Так, движение полуприцепа будет описываться посредством этой системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 m_{str} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In_str} \\ \ddot{y}_{In_str} \\ \ddot{z}_{In_str} \end{bmatrix} &= T_{UIn_str} \cdot \begin{bmatrix} F_{XRL_str} + F_{XRR_str} + F_{GX_str} + F_{RR_str} + F_{Xstr_str} \\ F_{YRL_str} + F_{YRR_str} + F_{windY_str} + F_{GY_str} + F_{Ystr_str} \\ F_{ZRL_str} + F_{ZRR_str} + F_{windZ_str} + F_{GZ_str} \end{bmatrix} \\
 m_{str} &= (F_{ZRL_str} + F_{ZRR_str}) / g = f(\ddot{x}_{In_str}, \ddot{y}_{In_str}) \\
 T_{UIn_str} &= T_{RotZ_str} \cdot T_{RotY_str} \cdot T_{RotX_str} \\
 \begin{bmatrix} F_{windX_str} \\ F_{windY_str} \\ F_{windZ_str} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \left\{ -0,5 \cdot c_{airY} \cdot A_{S_str} \cdot \rho \cdot (V_{CoGY_str} + V_{windX} \cdot \sin \psi_{str} - V_{windY} \cdot \cos \psi_{str})^2 \cdot \text{sign}(V_{windX} \cdot \sin \psi_{str} - V_{windY} \cdot \cos \psi_{str}) \right\} \\ 0 \end{bmatrix} \\
 \begin{bmatrix} F_{GX_str} \\ F_{GY_str} \\ F_{GZ_str} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos(\chi_{road_str}) & \sin(\chi_{road_str}) \cdot \sin(\varphi_{road_str}) & \sin(\chi_{road_str}) \cdot \cos(\varphi_{road_str}) \\ 0 & \cos(\varphi_{road_str}) & -\sin(\varphi_{road_str}) \\ -\sin(\chi_{road_str}) & \cos(\chi_{road_str}) \cdot \sin(\varphi_{road_str}) & \cos(\chi_{road_str}) \cos(\varphi_{road_str}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{str} \cdot g \end{bmatrix} \\
 I_{Z_str} \cdot \ddot{\psi}_{str} &= F_{Y_str} \cdot l_{F_str} - (F_{YRL_str} + F_{YRR_str}) \cdot l_{Rstr} + (F_{XRR_str} - F_{XRL_str}) \cdot 0,5 \cdot b_{Rstr} \\
 I_{X_str} \cdot \ddot{\varphi}_{str} &= (F_{ZRL_str} - F_{ZRR_str}) \cdot 0,5 \cdot b_{Rstr} - m_{str} \cdot \ddot{y}_{In_str} \cdot h_{CoG_str} \\
 I_{Y_str} \cdot \ddot{\chi}_{str} &= -F_{ZF_str} \cdot l_{F_str} + (F_{ZRL_str} + F_{ZRR_str}) \cdot l_{Rstr} + m_{str} \cdot \ddot{x}_{In_str} \cdot h_{CoG_str} \\
 I_{Wi} \cdot \ddot{\omega}_i &= T_{Dr,i} - T_{Br,i} - r_d \cdot F_{Li}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.87)$$

где:

m_{str} – масса полуприцепа, которая приходится на заднюю ось;

$\ddot{x}_{In_str}, \ddot{y}_{In_str}, \ddot{z}_{In_str}$ выступает в качестве изображения с центром масс полуприцепа в соответствии с инерциальной системой отчета в соответствии с декартовой осью системы координат;

T_{Uln_str} выступает в качестве матрицы поворота для транспортировки определённых векторов вне динамической системы координат, связанной с центром масс полуприцепа, в инерциальную систему отсчета;

A_{S_str} – боковая площадь полуприцепа;

l_{F_str}, l_{R_str} – расстояние от центра тяжести полуприцепа до седельно-сцепного устройства и оси задних колес;

l_{astr} – расстояние от центра тяжести тягача до седельно-сцепного устройства;

b_{Rstr} – колея задних колес полуприцепа;

h_{CoG_str} – высота центра масс полуприцепа.

Уравнения связи для решения систем дифференциальных уравнений совместного движения тягача и полуприцепа:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{str} \\ \ddot{y}_{str} \end{bmatrix} = T_{RotZ}(\lambda) \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} + \dot{\psi}^2 \cdot l_{astr} \\ \ddot{y} - \dot{\psi} \cdot l_{astr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\psi}^2 \cdot l_{astr} \\ \dot{\psi} \cdot l_{astr} \end{bmatrix}, \quad (2.88)$$

где:

$\ddot{x}_{str}, \ddot{y}_{str}$ – проекции ускорения центра масс полуприцепа в подвижной системе координат (в осях полуприцепа);

$T_{RotZ}(\lambda) = \begin{bmatrix} \cos \lambda & -\sin \lambda \\ \sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix}$ – матрица поворота относительно вертикальной оси;

λ – угол складывания двухзвенного автопоезда;

$\ddot{x}, \ddot{y}$ – проекции ускорения центра масс тягача в подвижной системе координат (в осях тягача);

ψ – угол движения тягача;

ψ_{str} – угол движения полуприцепа;

Так была разработана математическая модель по движению автопоезда. Данная модель актуальна для использования в процессе обучения для подготовки будущих специалистов [8].

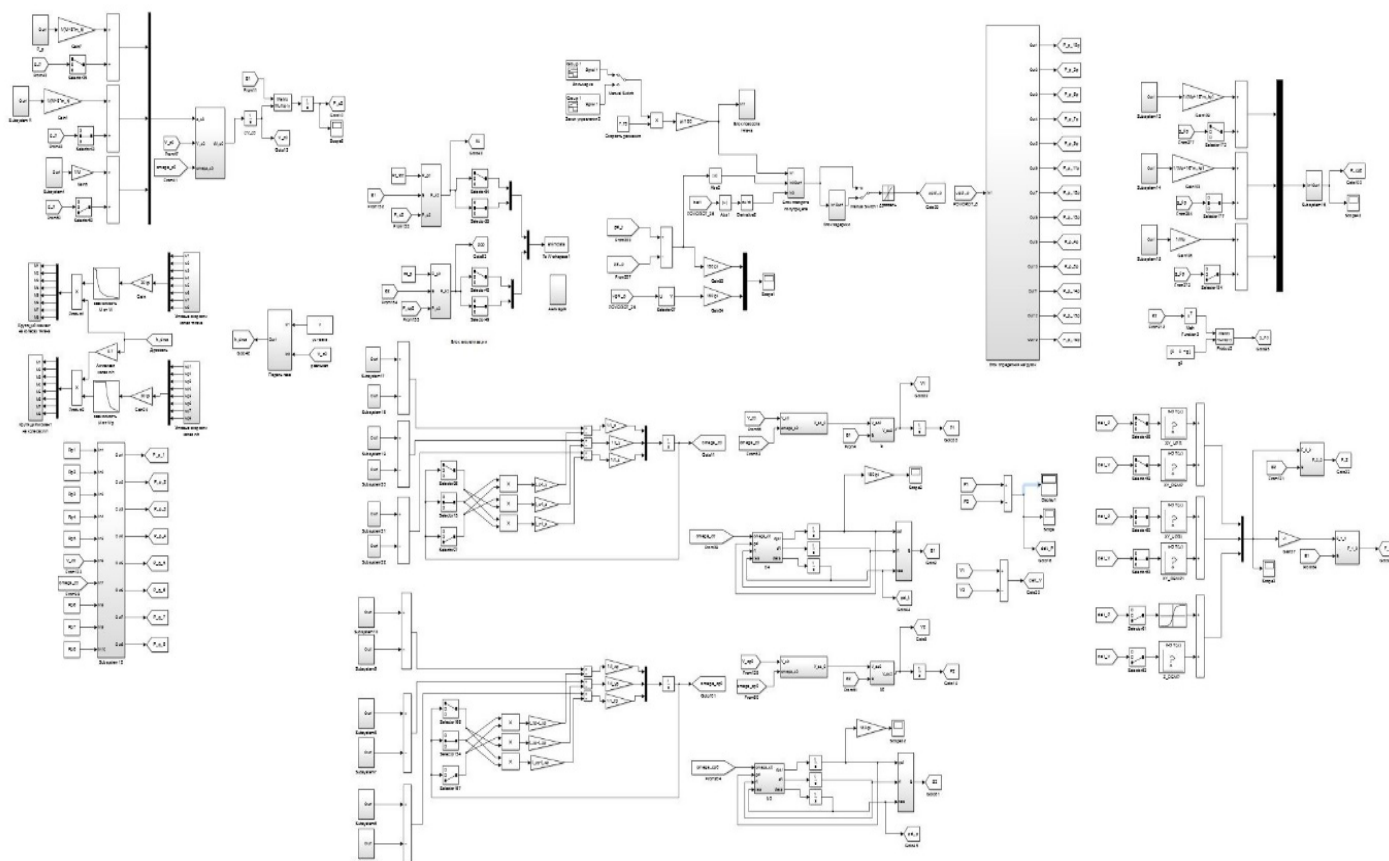


Рис. 2.21. Модель Simulink движения двухзвенного автопоезда

2.5. Выводы по главе 2

1. Разработана теория управления колесами полуприцепа автопоезда на поворотах в зависимости от угла поворота управляемых колес тягача для движения колес полуприцепа по следу задних колес тягача на затяжном повороте.
2. Разработана теория управления колёсами полуприцепа автопоезда на поворотах в зависимости от угла поворота управляемых колес тягача и угла складывания автопоезда для, обеспечивающая задержку угла поворота колес полуприцепа относительно угла поворота управляемых колес тягача.
3. Разработаны математические модели кинематики автопоезда, реализующие разработанные теории управления.

4. Разработана математическая модель сложной динамической системы БТС, представляющего собой двухзвенный автопоезд, позволяющая реализовать разработанные теории управления.
5. Реализована математическая модель сложной динамической системы БТС в программном комплексе Matlab/Simulink.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СУП БТС

В настоящее время при разработке новых моделей БТС каждая созданная модель проходит череду проверок. Первым этапом новое решение проверяется с помощью имитационного моделирования, затем оно проходит проверку на реальных образцах. Несмотря на то, что натурные дорожные испытания максимально приближены к условиям эксплуатации, сохраняют полное динамическое подобие и позволяют делать выводы о пригодности разрабатываемых моделей, их проведение чрезвычайно материально затратно, так как требует изготовления экспериментального образца.

Для проведения тщательного исследования параметров движения БТС была разработана программа на языке PascalABC для вычисления траектории движения БТС по формулам, разработанным в главе 2. В целях ее верификации были проведены натурные испытания опытного образца транспортно-загрузочного агрегата.

3.1. Описание опытного образца БТС

Большегрузный транспортный агрегат используется с целью транспортирования крупногабаритных не подлежащих разделению грузов (рис. 3.1).

Объектом исследования является двухзвенный автопоезд с активным полуприцепом. Он состоит из седельного тягача КАМАЗ и низкорамного полуприцепа с управляемым полуприцепным звеном.

При прохождении сложных участков пути в работу включаются три пары задних колес полуприцепа, оснащенные электродвигателями постоянного тока. За счет отбора части мощности от генератора тягача происходит питание мотор-колес полуприцепа. Агрегат оснащен электронной системой управления поворотом колес полуприцепа.

Фотография опытного образца БТС представлена на рис. 3.1. Вид и расчетная схема модели опытного образца представлены на рис. 3.2 и 3.3 соответственно.



Рис. 3.1. Опытный образец БТС



Рис. 3.2. Модель опытного образца БТС

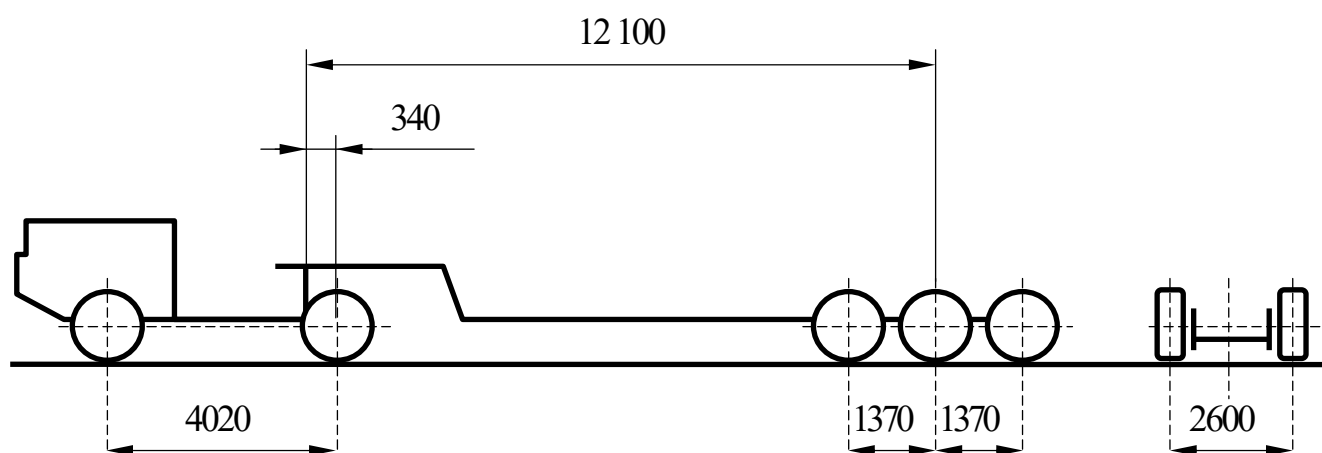


Рис. 3.3. Расчетная схема БТС

3.2. Натурные испытания модели

3.2.1. Общие условия натурных испытаний

Для проведения натурных испытаний выбраны участки дорог с асфальтовым, грунтощебеночным покрытиями. Температура воздуха при проведении испытаний 10°C. Для пробеговых испытаний используется территория филиала АО «ЦЭНКИ»-«КБ «Мотор» (рис. 3.4).

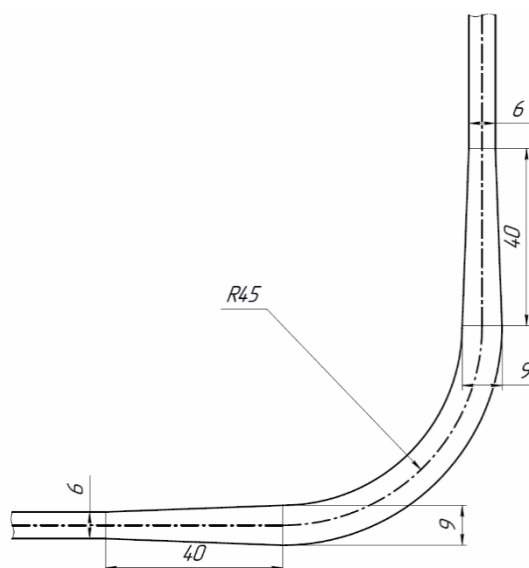


Рис. 3.4. Трасса для выполнения поворота БТС на 90 градусов (размеры в метрах)

3.2.2. Методика натурных испытаний и измерительные приборы

Методика экспериментальных исследований состояла в следующем: водитель вел БТС на скорости 5 км/ч сначала по прямолинейному участку траектории, потом с выходом на поворот под углом 90°. При этом траектория движения тягача и полуприцепа БТС отмечались на площадке с помощью струй краски, вытекаемых из бачков, установленных на тягаче и полуприцепе на днище в точках, соответствующих центрам тяжести. По следам траекторий делалось 10-12 отметок и каждая отметка на площадке координировалась от базовых линий, расположенных на площадке в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Для измерений используются следующие приборы: лазерный дальномер и стальная рулетка. Для определения скорости движения БТС фиксируются показания спидометр тягача.

3.2.3. Методика расчетных испытаний

Методом пошагового измерения определяются траектория движения БТС и зависимости от времени угла складывания автопоезда при повороте на 180° и 90° с радиусом поворота $R = 45$ м при скорости 5 км/ч при:

- постоянном угле поворота ведущих колес тягача и неуправляемых колесах полуприцепа;
- при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача (постоянном угле поворота колес полуприцепа);
- при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда (с системой автоматического регулирования).

На основе математических моделей в среде MATLAB Simulink проводится серия расчетных экспериментов для определения траекторий движения БТС и зависимостей от времени угла складывания автопоезда при различных скоростях движения (5, 10, 15 км/ч):

- при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда (с системой автоматического регулирования);
- при угле поворота колес полуприцепа, имеющем задержку во времени.

3.3. Выводы по главе 3

1. Разработана методика натурных испытаний опытного образца БТС.
2. Разработана методика расчетных испытаний БТС.

ГЛАВА 4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СУП БТС

4.1. Результаты имитационного моделирования движения автопоезда с малыми скоростями в соответствии с теорией управления колесами полуприцепа

Проведено имитационное моделирование поворота БТС на угол 180° и 90° по ровной поверхности при малой скорости с использованием формул, полученных в п. 2.1. В модели задающим параметром выбран средний угол поворота ведущих колес тягача. Получены траектории движения БТС и зависимости от времени угла складывания автопоезда при повороте на 180° и 90° с радиусом 45 м при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и трёх следующих условиях:

- при неуправляемых колесах полуприцепа (рис. 4.1 и 4.4);
- при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача (постоянном угле поворота колес полуприцепа) (рис. 4.2 и 4.5);
- при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда (с запаздыванием угла поворота колёс полуприцепа) (рис. 4.3 и 4.6).

Зависимости от времени угла складывания автопоезда получены при условии скорости движения 5 км/ч.

Зелёным цветом показаны траектории движения передних колес тягача, синим цветом – задних колес тягача, красным цветом – средних колес полуприцепа.

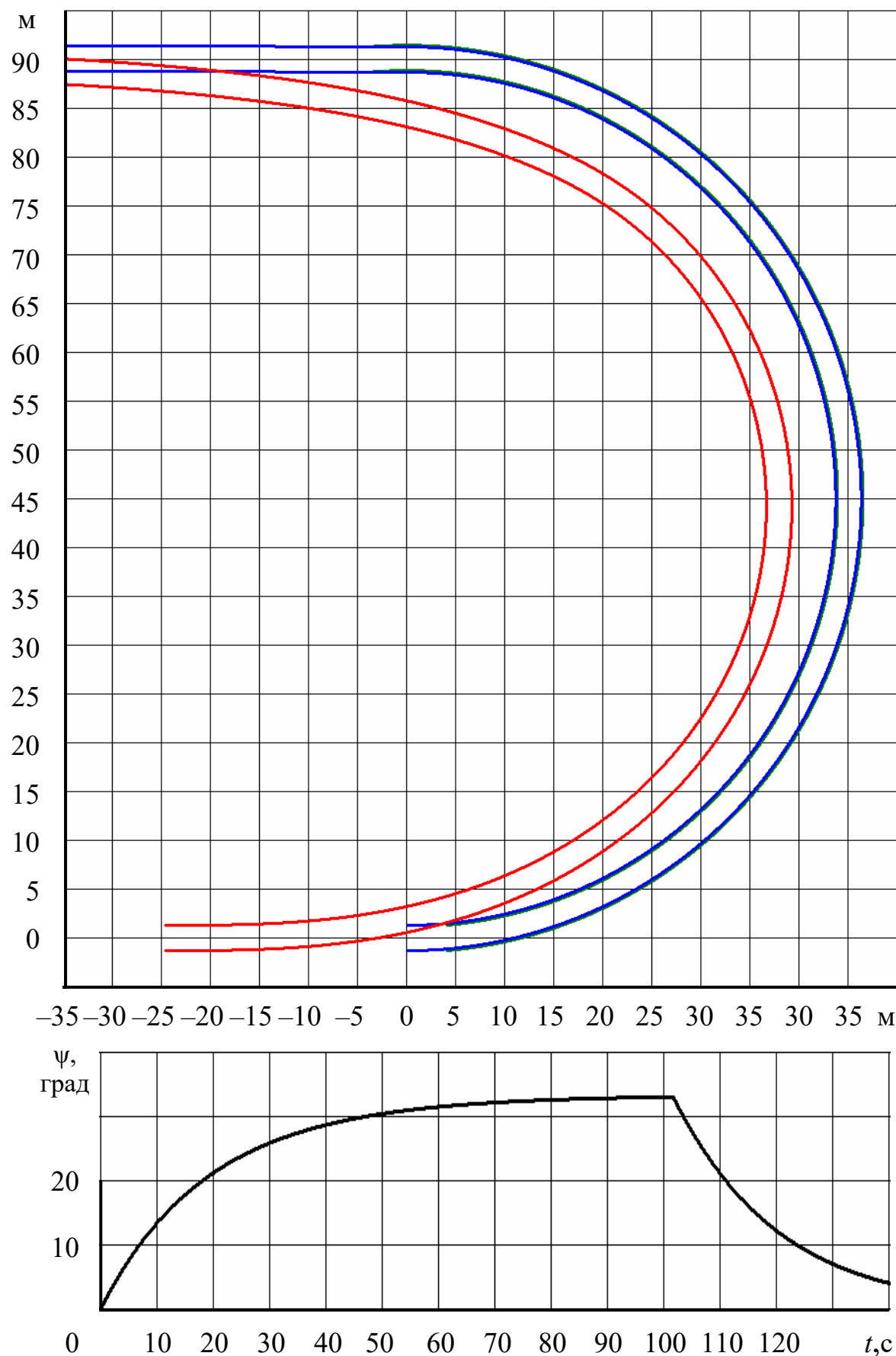


Рис. 4.1. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 180° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и неуправляемых колесах полуприцепа ($R = 45$ м) при скорости 5 км/ч

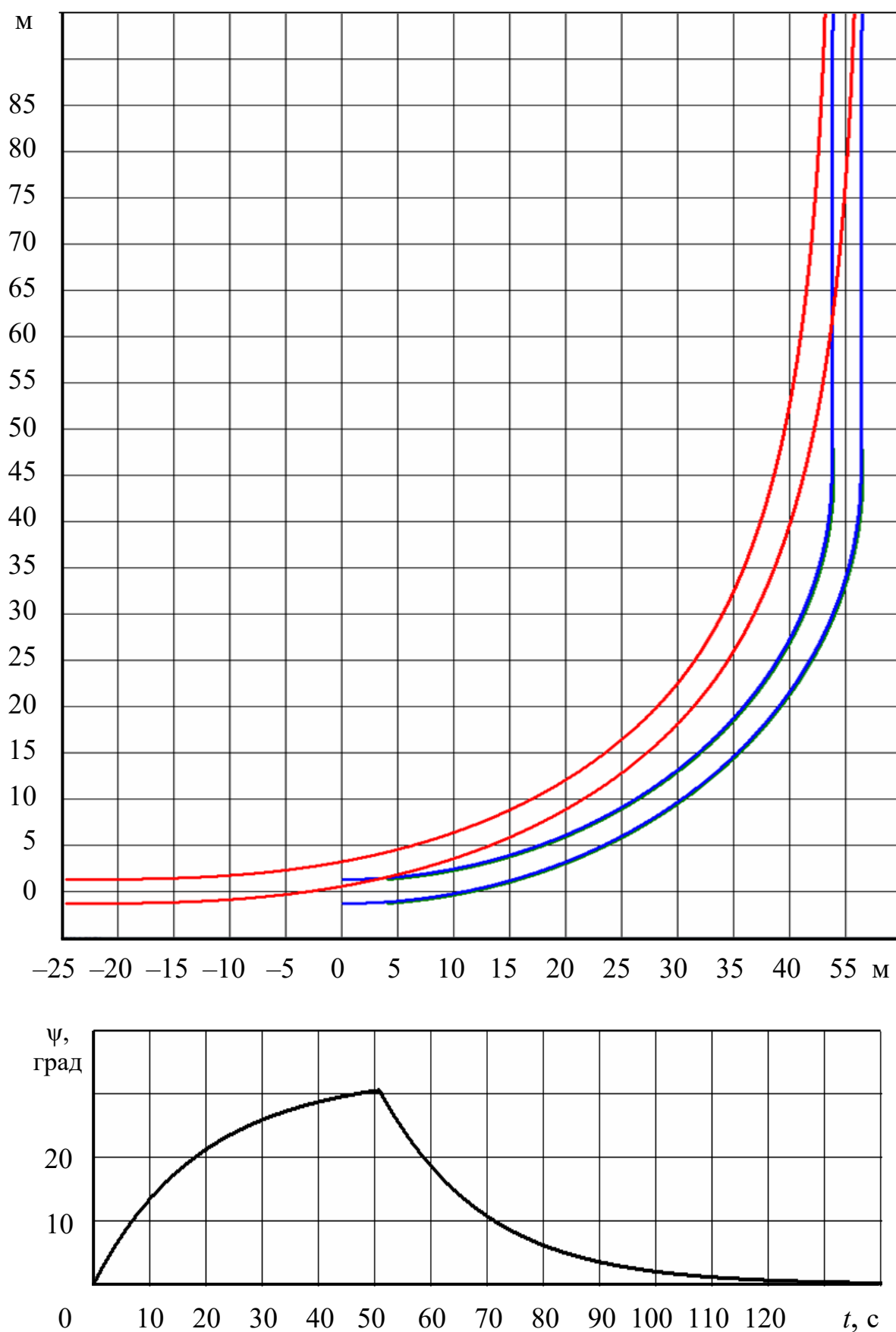


Рис. 4.2. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 90° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и неуправляемых колесах полуприцепа ($R = 45 \text{ м}$) при скорости 5 км/ч

4.2. Результаты имитационного моделирования динамики БТС при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота колес тягача

Проведено имитационное моделирование поворота БТС на угол 180° и 90° при движении по ровной поверхности по уравнениям динамики, приведенным в п.п. 2.3 и 2.4. В модели задающим параметром выбран угол поворота переднего внутреннего в повороте колеса тягача. Все 3 оси полуприцепа являются управляемыми.

В таблице 4.1 приведены основные исходные данные для имитационного моделирования движения БТС по криволинейной траектории.

Таблица 4.1

Параметр	Величина
Опорная поверхность	Твердая ровная
Коэффициент трения скольжения в продольном направлении	0,28
Коэффициент трения скольжения в поперечном направлении	0,42

Поворот происходит с начала движения, далее в течение последующих 3 секунд движения угол поворота переднего внутреннего колеса тягача линейно возрастает от 0 до величины, соответствующей круговому движению с радиусом 45 м (для данного БТС это значение составляет 5°). Далее угол поворота управляемых осей полуприцепа остается постоянным для кругового движения, в случае же выхода из поворота снижается до 0° .

На рис. 4.3 и 4.4 представлены результаты моделирования заезда при повороте БТС на 90° . Траектории на этих рисунках соответствуют траекториям на рис. 4.5, полученным на основе теории поворота автопоезда, изложенной в главе 2. Расчетный угол складывания на рис. 4.4 соответствует углу складывания автопоезда на рис. 4.5. Под идеальным углом складывания понимается значение угла складывания автопоезда при установившемся движении на повороте.

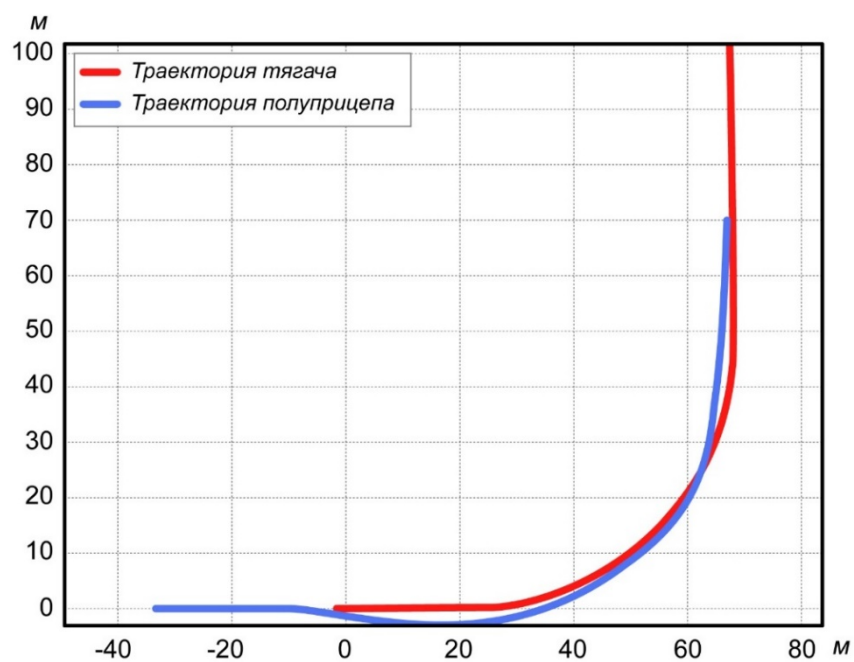


Рис. 4.3. Траектория движения БТС при повороте на 90°

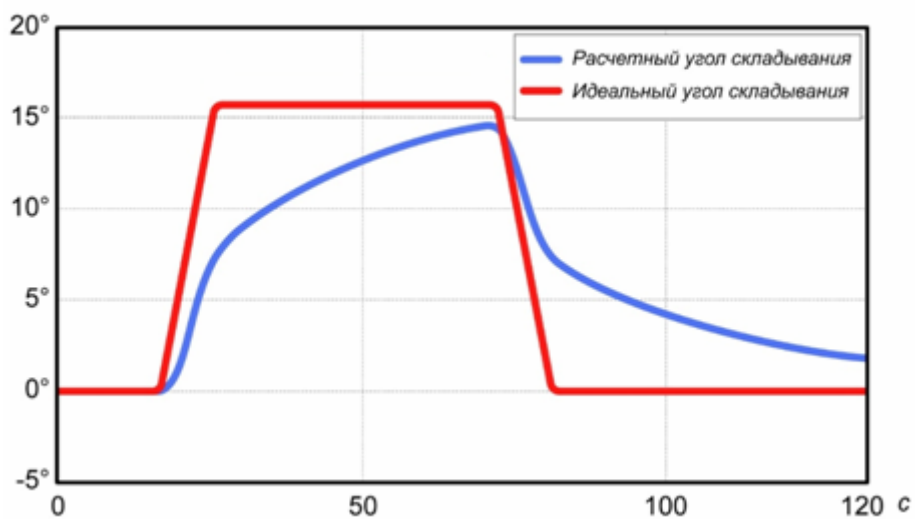


Рис. 4.4. Угол складывания звеньев БТС при повороте на 90°

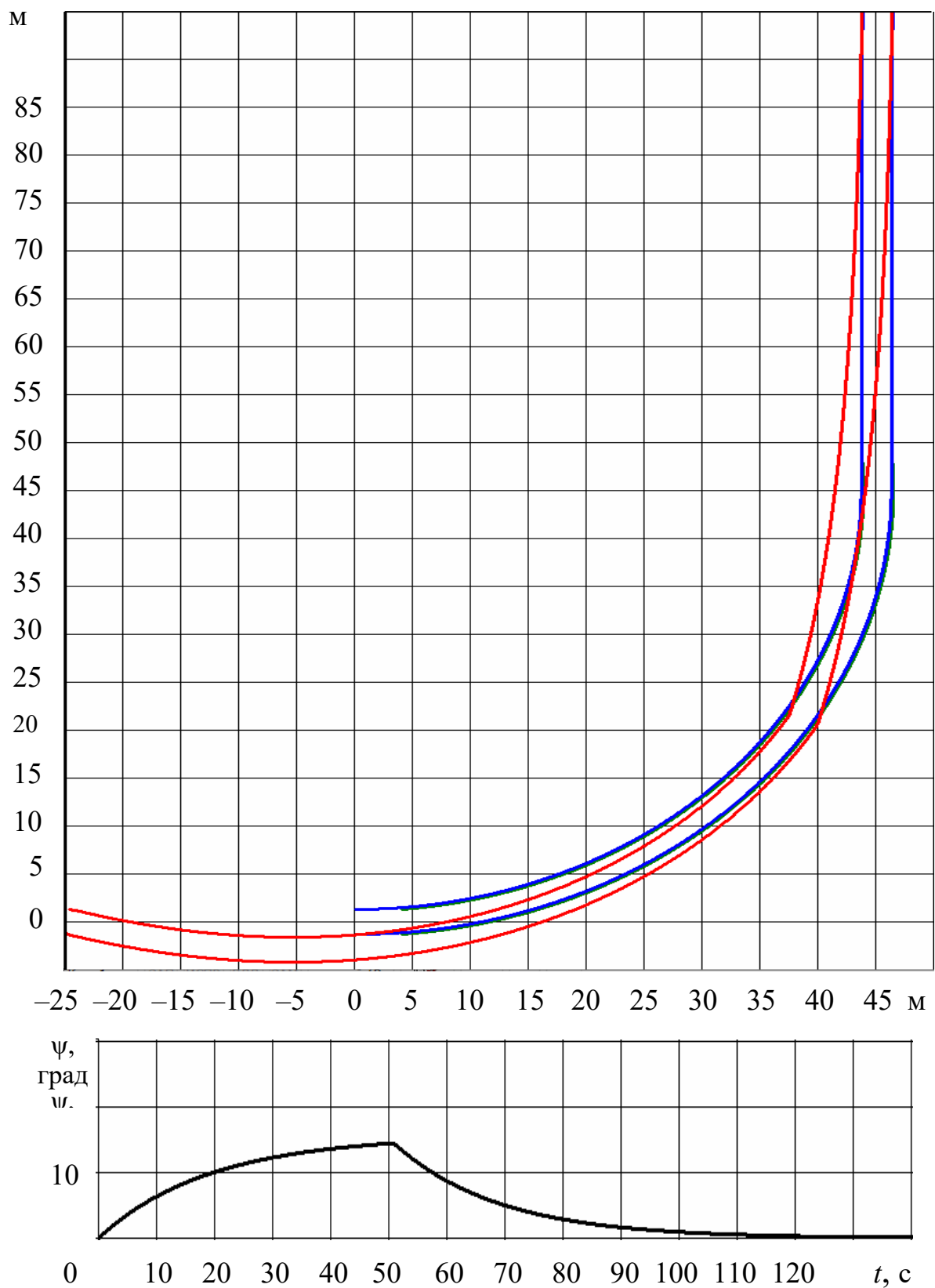


Рис. 4.5. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 90° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача (постоянном угле поворота колес полуприцепа) ($R = 45$ м) при скорости 5 км/ч

На рис. 4.6 представлены результаты моделирования заезда при повороте БТС на 180° . Траектории на этих рисунках соответствуют траекториям на рис. 4.7, полученным на основе теории поворота автопоезда, изложенной в главе 2.

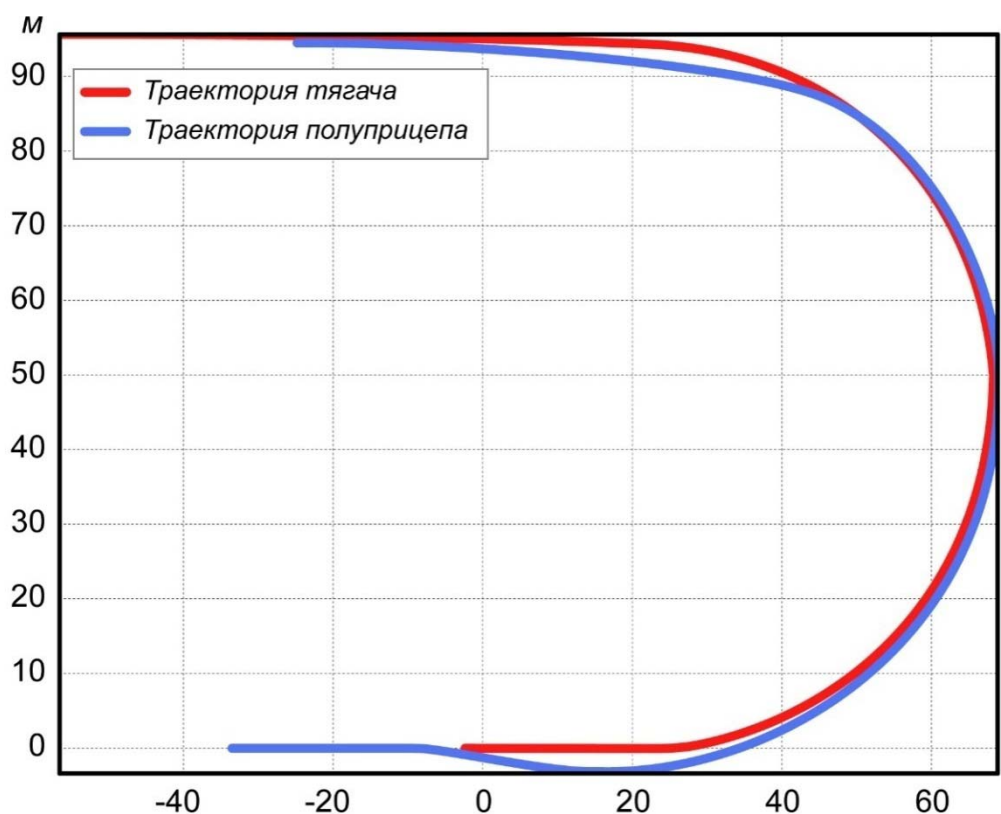


Рис. 4.6. Траектория движения БТС при развороте на 180°

Все представленные траектории движения БТС и углы складывания автопоезда получены при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда для радиуса поворота $R = 45$ м при скорости 5 км/ч

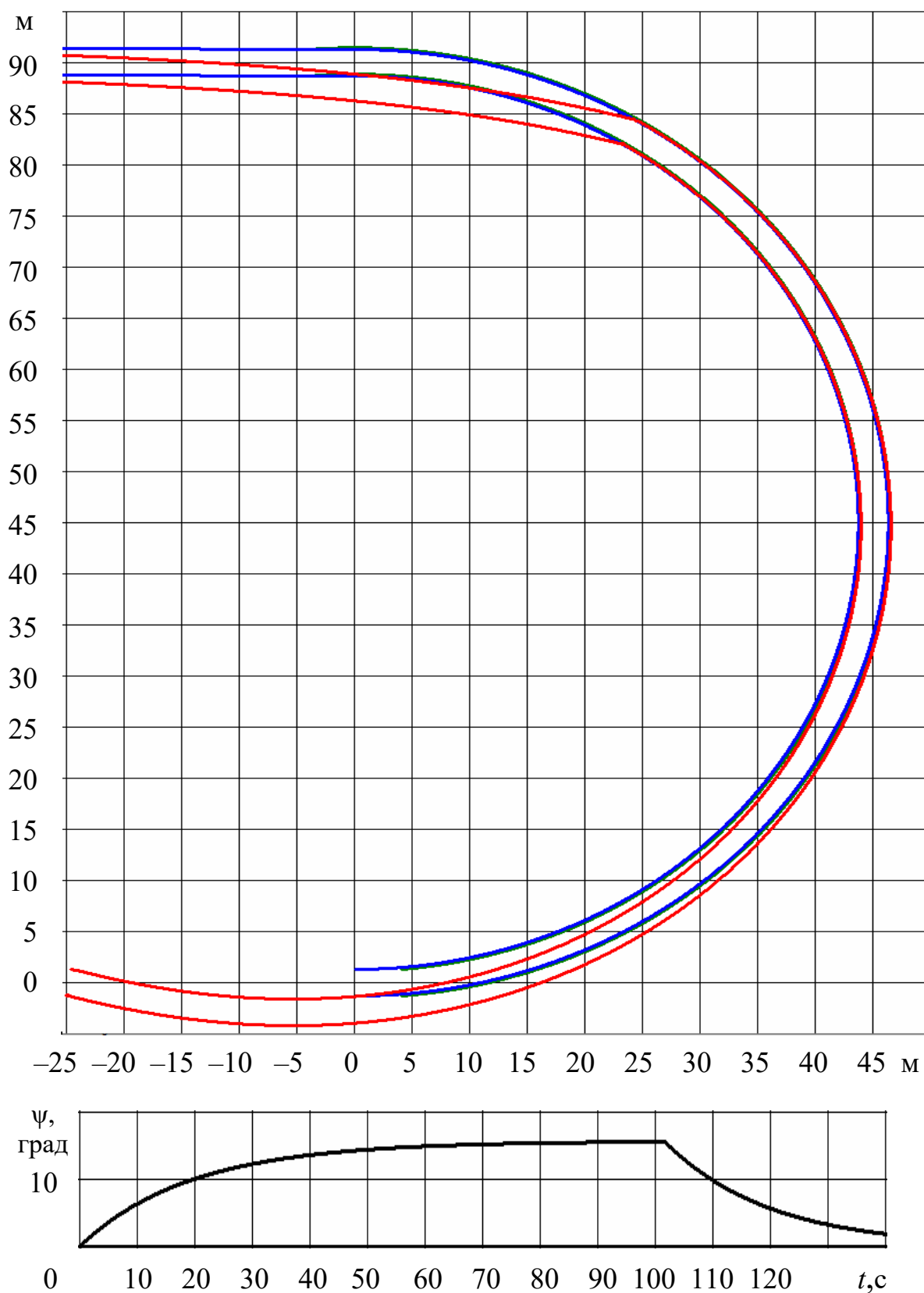


Рис. 4.7. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 180° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача (постоянном угле поворота колес полуприцепа) ($R = 45$ м) при скорости 5 км/ч

4.3. Результаты натурных испытаний при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача

По итогам заезда были получены следующие данные о траекториях движения тягача и полуприцепа БТС (рис. 4.8). Траектории на рис. 4.8 соответствуют траекториям на рис. 4.3 и 4.5.

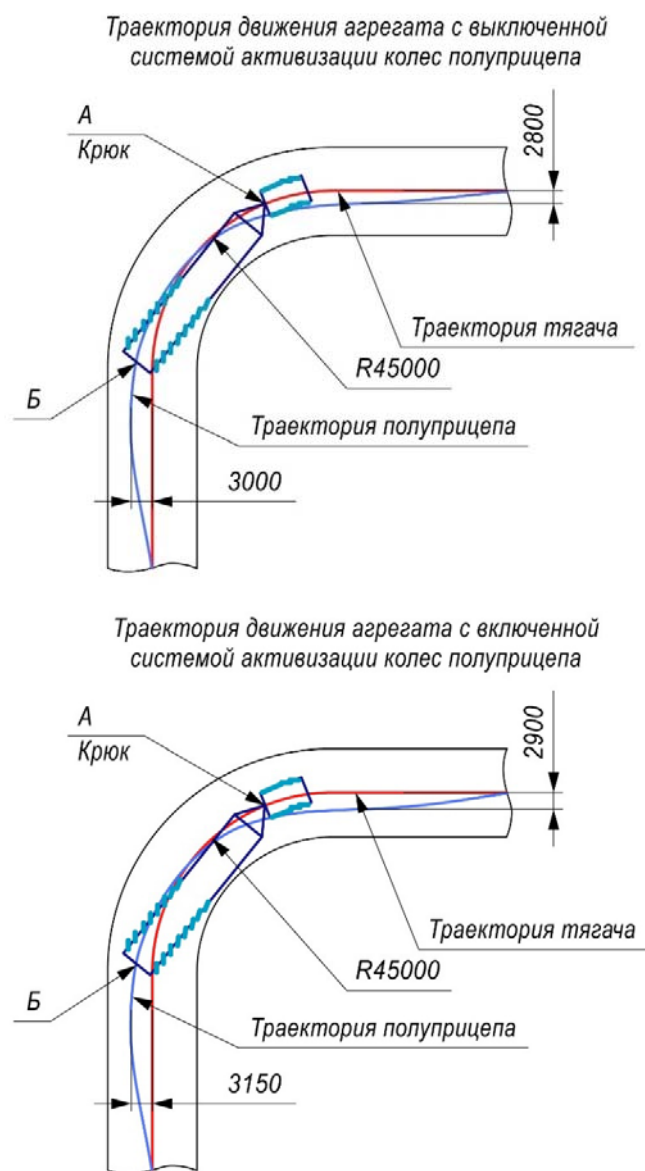


Рис. 4.8. Результаты пробеговых испытаний

Из рис. 4.8 видно, что во время входа БТС в поворот наблюдается забегание полуприцепа к внешней обочине относительно тягача. Величина выноса середины задней части полуприцепа различна и зависит от стадии поворота БТС: в начале совершения поворота она равна 3000 мм, в середине поворота

траектории тягача и полуприцепа пересекаются, и в конце поворота полуприцеп находится ближе к внутренней стороне дороги с максимальным смещением 2800 мм.

4.4. Проверка результатов оценки математической модели и натурных испытаний при угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача

Сравнение результатов имитационного моделирования БТС и результатов пробеговых испытаний физической модели позволяет сделать выводы о соответствии математических моделей результатам натурных испытаний. Таким образом, подтверждается правильность использования предложенных в работе закономерностей, а также достоверность выводов, полученных на основе теоретических исследований [164].

На рис. 4.9 показаны траектории движения БТС, полученные при имитационном моделировании и натурном эксперименте, в табл. 4.2 представлены отклонения траекторий БТС.

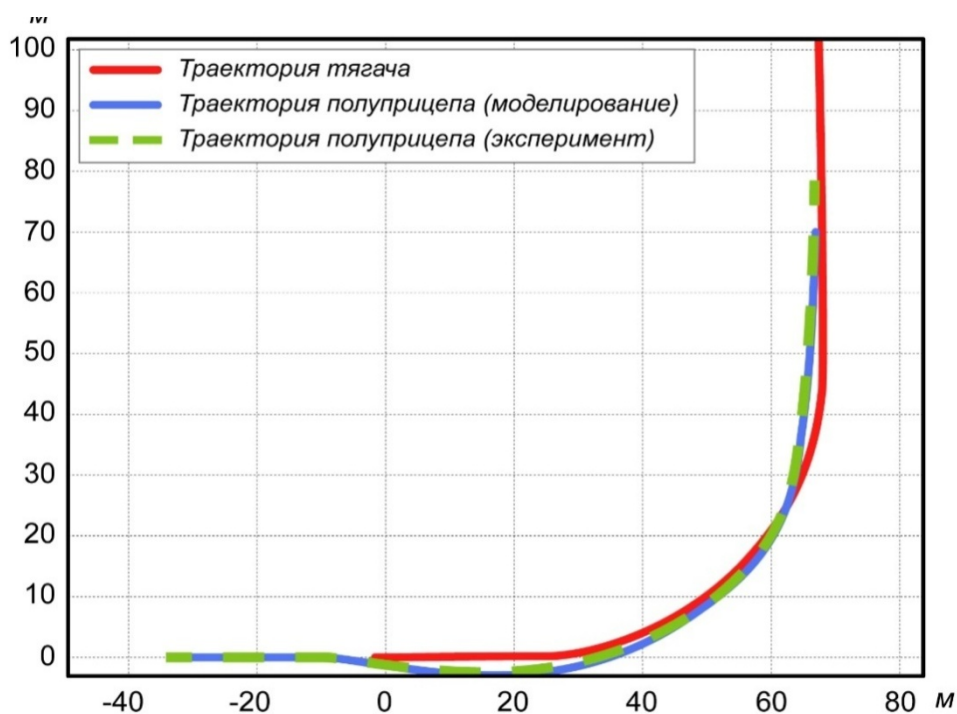


Рис. 4.9. Результаты теоретических и экспериментальных исследований системы поворота БТС

Таблица 4.2. Результаты отклонения траекторий полуприцепов БТС

Время заезда		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
Величина расхождения траекторий, м	Практика	0	0	0	1,9	2,9	1,5	0,9	2,7	1,5	0,9	0,6	0,3
	Теория	0	0	0	2,1	3,0	1,5	1,0	2,4	2,2	1,3	0,9	0,7

Сравнив результаты «практики» и «теории», можно сделать вывод о том, что относительное отклонение результатов составляет примерно 9,5%. В рамках данного исследования максимальное отклонение составляет не более 13,3%. Эти данные позволяют сделать следующий вывод: для решения поставленных в работе задач степень правомерности данных математических моделей соответствует необходимому. Небольшая неувязка «практики» и «теории», возможно, связана с допущениями в математической модели, погрешностями использованных измерительных приборов и неоднородностью дорожного полотна.

Расхождение траекторий, полученных при имитационном моделировании и натурном эксперименте, связано со значительным числом неучтенных факторов при построении математических моделей, что также приводит к несовпадению реального и расчётного углов складывания БТС.

К таким неучтенным факторам относятся:

- Боковой увод шин;
- Проскальзывание в пятне контакта;
- Задержки в исполнительной системе, связанные с ограничением скорости поворота колес и угла складывания;
- Упругие деформации системы управления поворотом;
- Неоднородность параметров дорожного полотна;
- Неточности изготовления управляющих и исполнительных звеньев;
- Временные задержки в гидросистеме на выполнение операций поворота (имеется в виду скорость отработки угла поворота).

Кроме того, согласно [94] при больших боковых силах (движение на повороте) возникают значительные боковые силы в пятне контакта. Это приводит

к боковым деформациям шины, закручиванию отпечатка. Следует отметить, что радиальная жесткость шины существенно зависит от осредненной кривизны площадки контакта, размеры которой, в свою очередь, меняются в широких пределах при вертикальных колебаниях. В этом случае боковая и продольная реакции определяются не только угловыми и линейными перемещениями колеса, но и углами наклона площадки контакта в поперечном направлении.

4.5. Применение алгоритма обратной связи

Одной из наиболее важных проблем, возникающих при криволинейном движении БТС, является проблема несовпадения траектории его звеньев с точки зрения приближения маневренных свойств автопоезда к маневренным свойствам одиночного автомобиля. На рис. 4.2, 4.5, 4.7 – 4.10 можно видеть, что при прохождении поворота колеса и приведенная ось полуприцепа не движется по траектории колес и приведенной оси тягача.

Как правило, анализ движения автопоезда по криволинейной траектории делают на основе движения агрегата по круговой траектории, т.е. центр и радиус поворота являются постоянными величинами. Соответственно опускаются одни из самых важных режимов движения – переходные режимы, а также не принимается во внимание, то обстоятельство, что полностью круговое движение практически не происходит в обычных режимах эксплуатации. Для переходного режима движения свойственно постоянное изменение отношения угла складывания автопоезда к углу поворота колес полуприцепа.

Таким образом, можно сделать вывод, что в системе поворота всегда будут погрешности, неточности, которые можно компенсировать правильно спроектированной системой управления поворотом БТС.

Как указано в главе 1, для большинства существующих систем управления поворотом отношение угла поворота колес тягача к углу поворота колес полуприцепа является постоянным. В связи с этим игнорируются переходные режимы движения, и на входе-выходе из поворота постоянство этого отношения не обеспечивает совпадения траекторий колес тягача и полуприцепа. Для

переходного режима движения необходимо постепенное изменение угла поворота колес полуприцепа. С целью устранения данного недостатка предлагается закон (2.66) задания угла поворота колес полуприцепа, зависящий как от угла θ поворота ведущих колес тягача, так и от текущего значения угла складывания автопоезда, который можно назвать алгоритмом обратной связи:

$$\lambda(\theta, \psi) = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg}\theta\right) + \psi - \psi_{\text{расч}},$$

где ψ – текущий угол складывания автопоезда, $\psi_{\text{расч}}$ – расчетный угол складывания автопоезда, соответствующий углу θ поворота ведущих колес тягача при установившемся движении автопоезда по окружности.

Алгоритм (2.66) обеспечивает обратную связь системе управления колесами полуприцепа. Задающее устройство вырабатывает сигнал

$$f(\theta) = \arccos\left(\frac{L_{\pi}^2 - l_K^2}{2LL_{\pi}} \operatorname{tg}\theta\right) + \psi_{\text{расч}} - \frac{\pi}{2}, \quad (4.1)$$

зависящий от угла θ поворота ведущих колес тягача. Датчик обратной связи определяет текущий угол складывания автопоезда ψ . Разность между сигналом ψ от датчика и сигналом $f(\theta)$ от задающего устройства определяет средний угол поворота колес полуприцепа $\lambda(\theta, \psi)$.

На рис. 4.10 и 4.11 показаны траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на скорости 5 км/ч при постоянном угле поворота ведущих колес тягача с применением алгоритма обратной связи – угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда.

Из рис. 4.10 и 4.11 видно, что применение алгоритма обратной связи приводит к незначительному отклонению траектории колес полуприцепа от траектории колес тягача при вхождении в поворот и выходе из него.

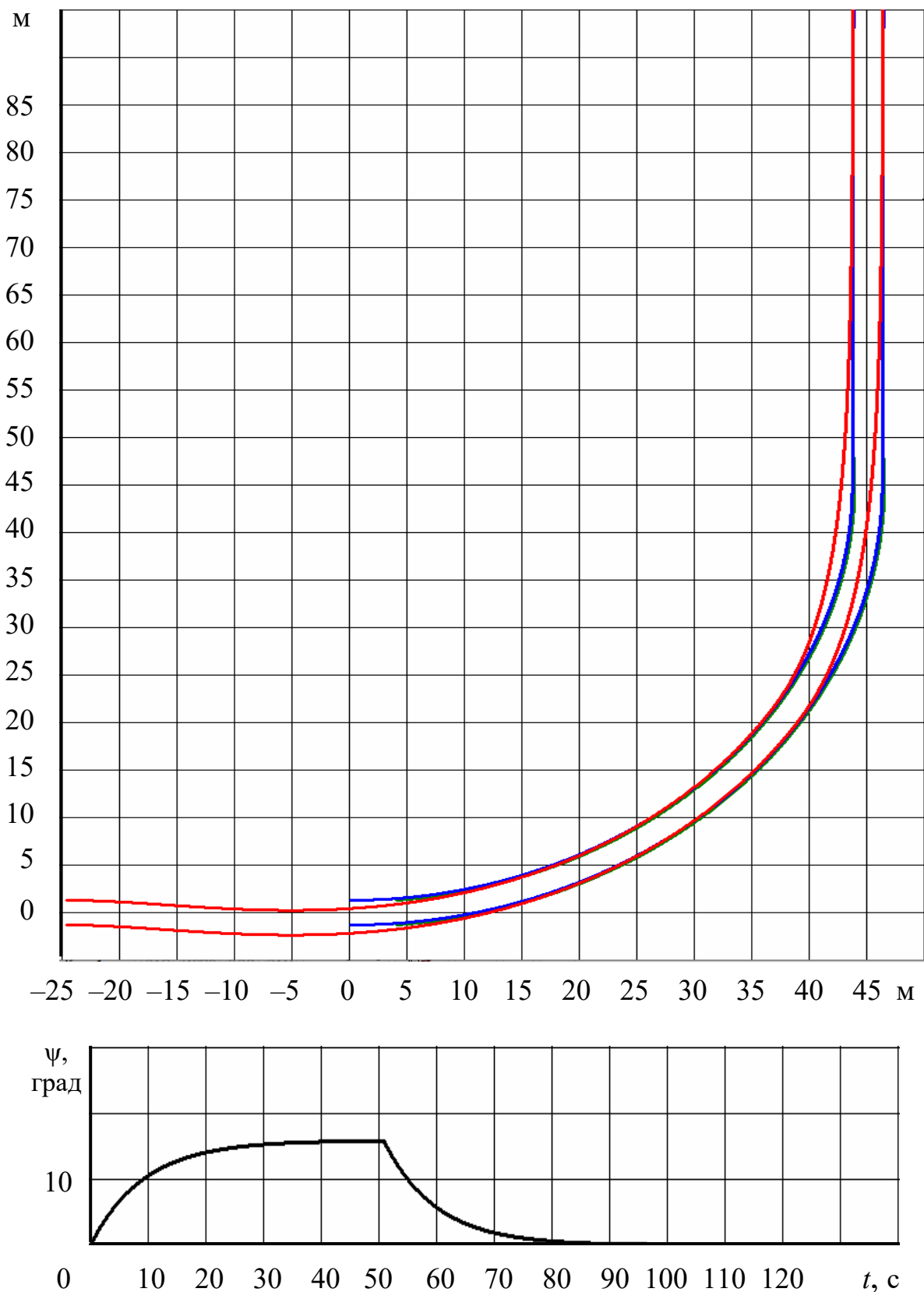


Рис. 4.10. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 90° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда ($R = 45$ м) при скорости 5 км/ч

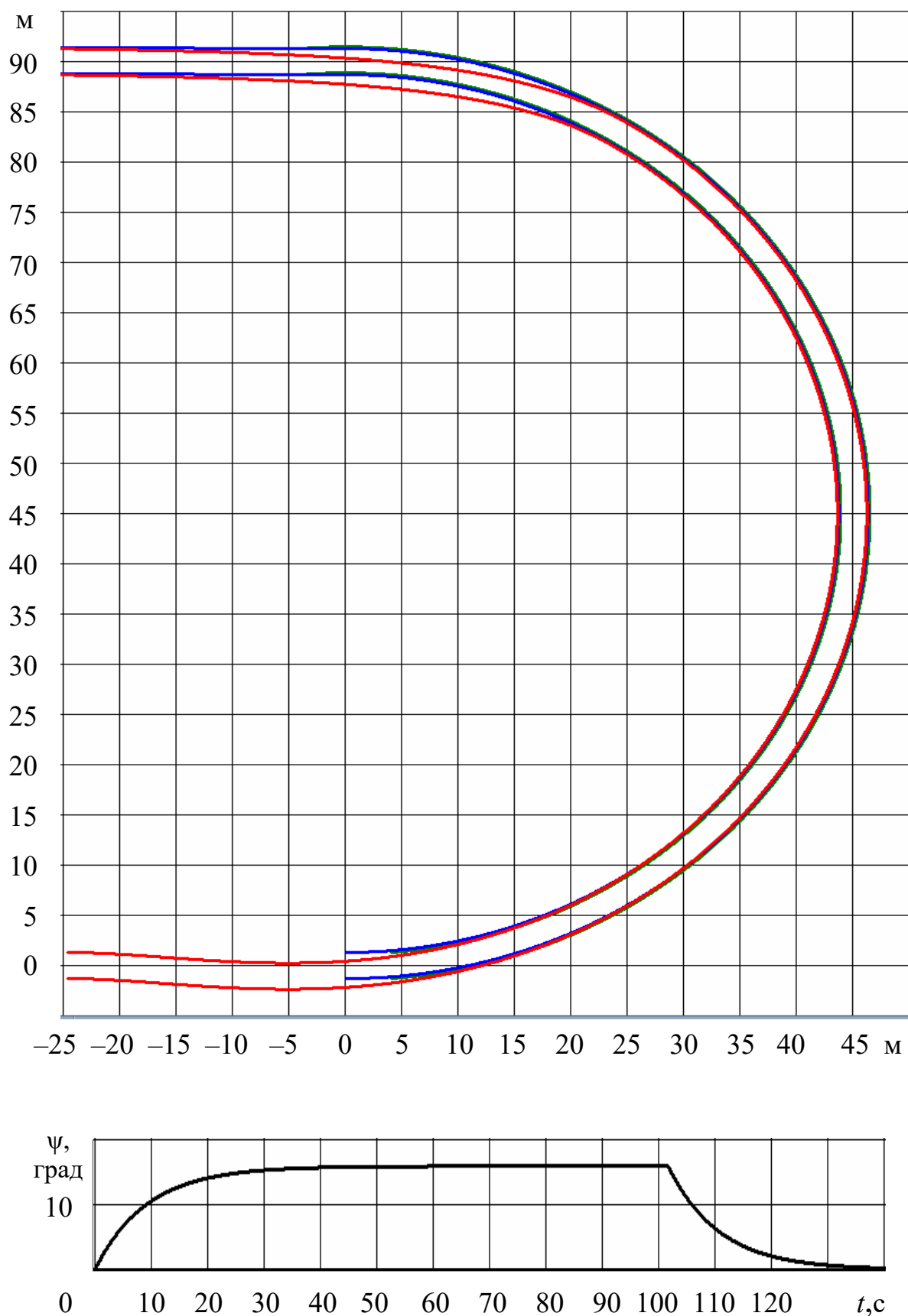


Рис. 4.11. Траектория движения БТС и зависимость от времени угла складывания автопоезда при повороте на 180° при постоянном угле поворота ведущих колес тягача и угле поворота колес полуприцепа, зависящем от угла поворота ведущих колес тягача и угла складывания автопоезда ($R = 45$ м) при скорости 5 км/ч

Для оценки влияния скорости движения БТС на величину выноса полуприцепа при входе в поворот и выходе из него была проведена серия расчетных экспериментов на основе математических моделей в среде MATLAB Simulink, использующих закон (2.66) задания угла поворота колес полуприцепа (рис. 4.12). Условия расчета траектории на рис. 4.12 для скорости движения 5 км/ч, соответствуют условиям получения траекторий на рис. 4.10 и 4.11.

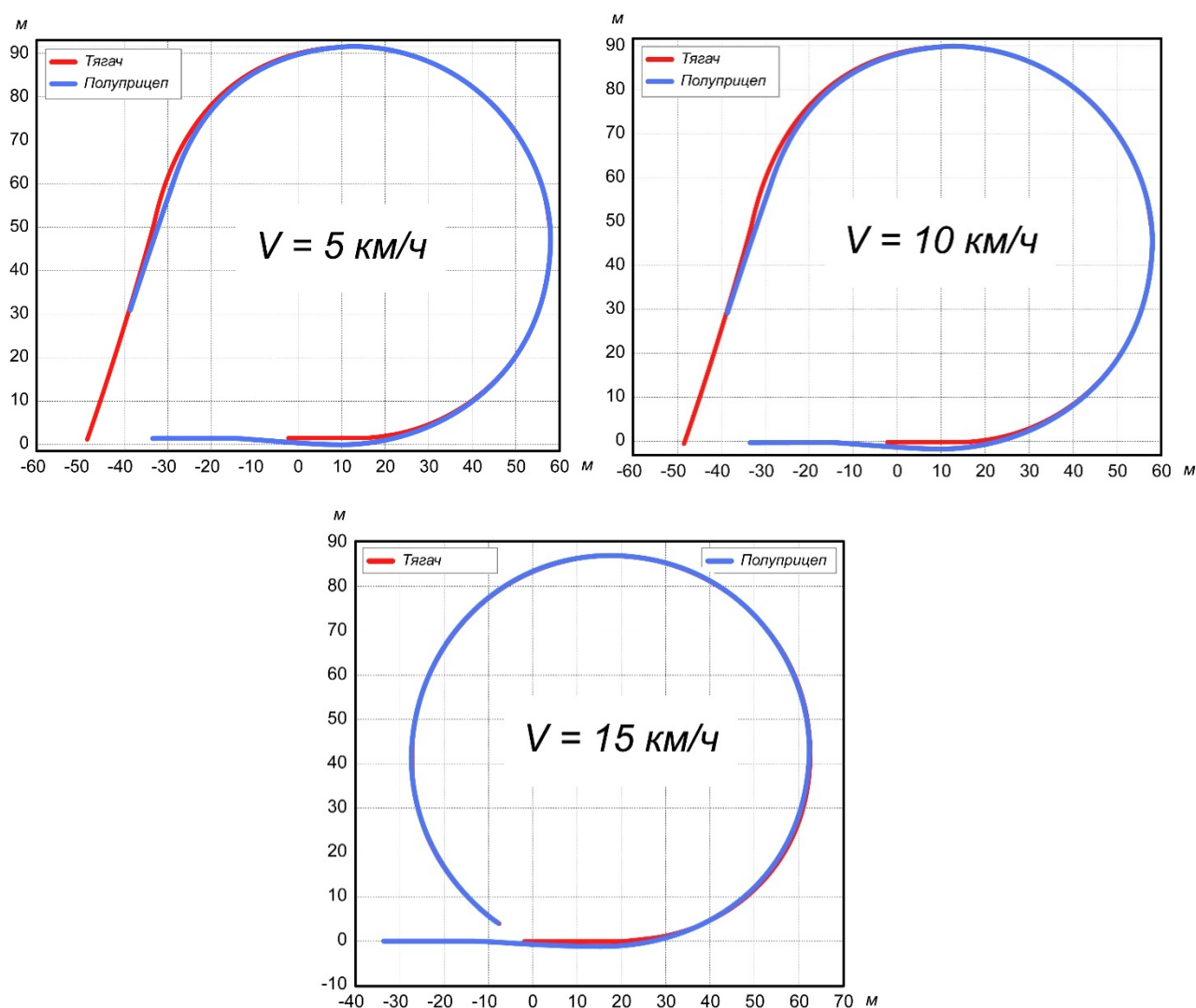


Рис. 4.12. Траектория движения БТС со скоростью 5, 10, 15 км/ч.

Из графиков на рис. 4.12 видно, что с увеличением скорости движения БТС при входе в поворот величина выноса полуприцепа уменьшается. При этом возрастает вероятность заноса полуприцепа и потери управляемости. В связи с этим для данных агрегатов выставляется требование по ограничению скорости прохождения поворотов равное 5 км/ч.

4.6. Применение алгоритма запаздывания

С целью уменьшения выноса полуприцепа в процессе переходных режимов движения на поворотах помимо алгоритма обратной связи предлагается использование алгоритма запаздывания поворота колес полуприцепа. Для реализации этого алгоритма в математическую модель был добавлен блок запаздывания и проведена серия математических моделирований.

Изначально, величина запаздывания определялась из следующего условия:

$$t = \frac{L}{V}, \quad (4.2)$$

где L – расстояние от сцепки до приведенной оси полуприцепа,
 V – скорость БТС.

Для рассматриваемого БТС при скорости движения 5 км/ч величина запаздывания составила $t = 21,6$ с. Произведено математическое моделирование движения АП с данной величиной запаздывания (рис. 4.13)

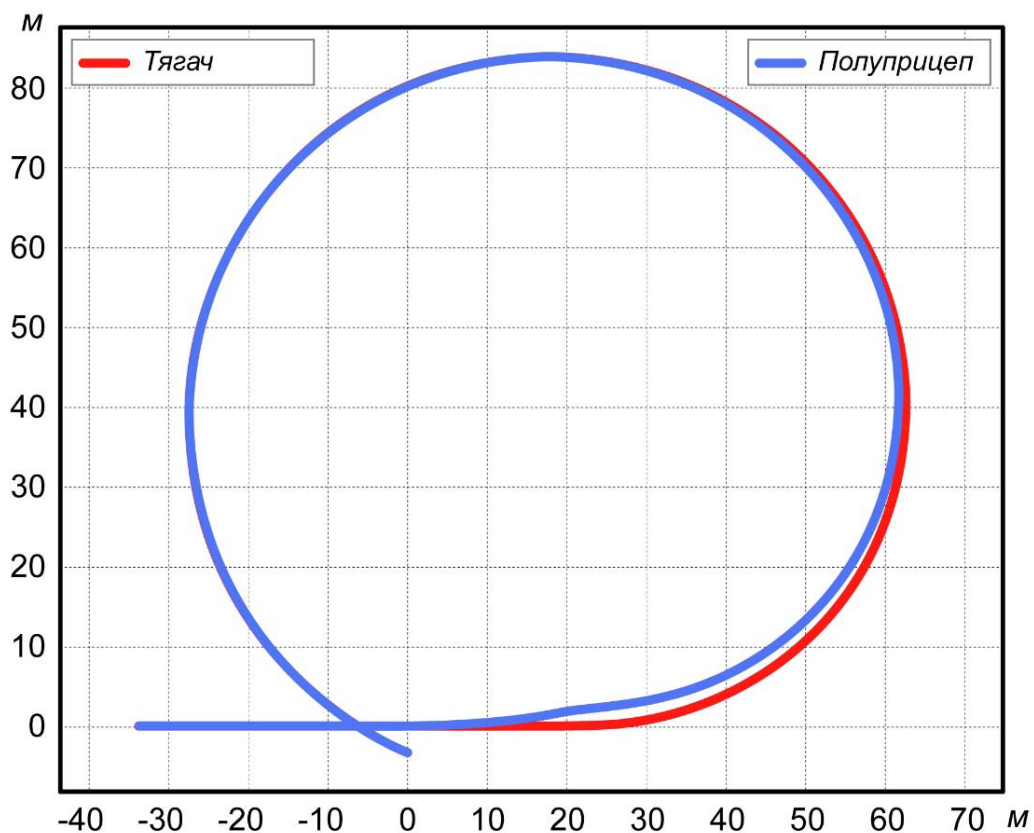


Рис. 4.13. Траектория движения БТС при скорости 5 км/ч с запаздыванием

Из графика на рис. 4.13 видно, что величина запаздывания, определенная по соотношению (4.2) не обеспечивает совпадение траекторий на начальном этапе поворота. Использование временной задержки, определенной по (4.2) приводит к тому, что полуприцеп не успевает повернуть в момент прохождения точки поворота тягача, и его начинает сносить внутрь траектории движения.

На основании вышесказанного сделан вывод о нелинейности функции запаздывания. Эмпирическим путем была определена функция запаздывания, зависящая от скорости движения БТС (рис. 4.14) и разработан блок запаздывания. Для каждого типа дорожного полотна требуется уточнение функции запаздывания, что ведет к созданию группы функций, которые должны храниться в БИУС БТС.

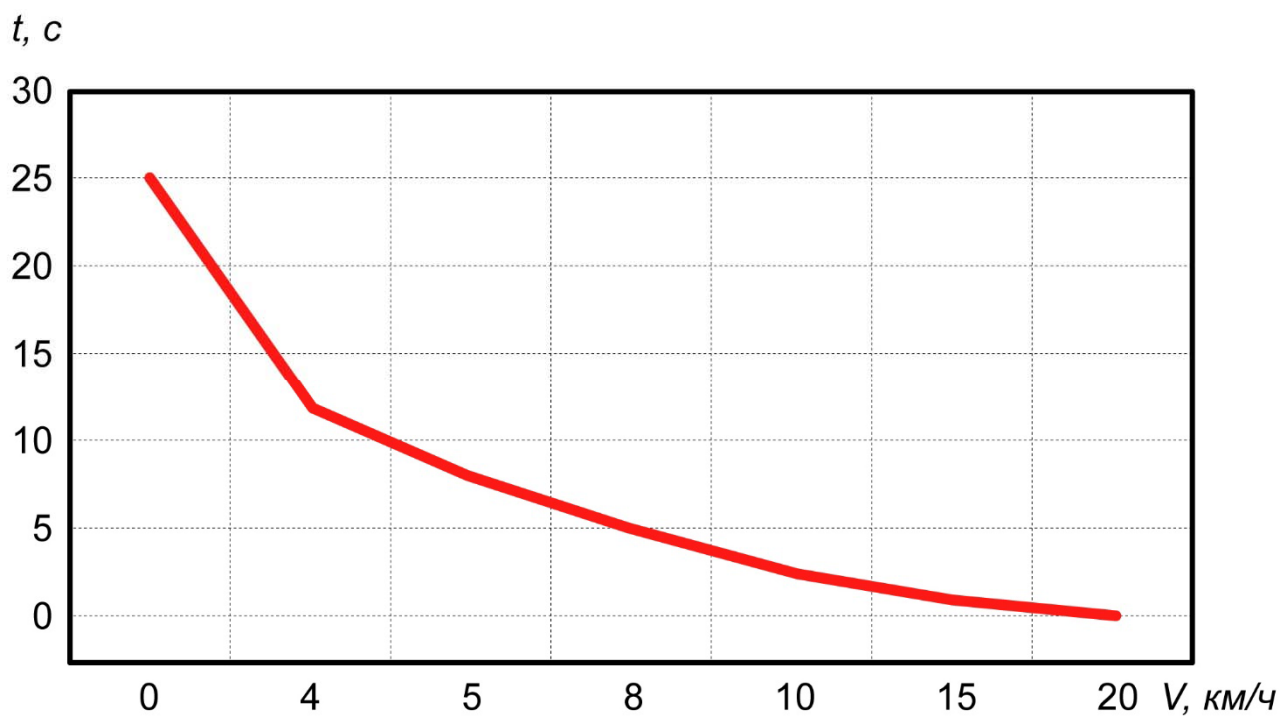


Рис. 4.14. Функция запаздывания

4.7. Оценка влияния факторов на управляемость БТС

Для того чтобы подтвердить эффективность введенных алгоритмов в работу системы управления был проведен ряд имитационных моделирований в среде Matlab Simulink.

Основные параметры данной математической модели приведены в главе 2. В общую программу движения автопоезда внедрен блок, в котором реализованы механизмы управления поворотом с учетом внесенных рекомендаций.

Ниже в таблице 4.3 приведены основные параметры и величины для имитации движения БТС по криволинейной траектории.

Таблица 4.3. Основные параметры и величины для имитации движения БТС

Параметр	Величина
Опорная поверхность	Твердая ровная
Коэффициент трения скольжения в продольном направлении	0,3
Коэффициент трения скольжения в поперечном направлении	0,45
Уровень воздействия на педаль акселератора, h	0,5

Поворот происходит, начиная с 20 секунды движения, далее в течение последующих 3 секунд движения угол поворота переднего внутреннего колеса тягача линейно возрастает от 0 до величины, соответствующей круговому движению с радиусом 45 м (для данного БТС это значение составляет 5°). Далее угол поворота управляемых осей полуприцепа остается постоянным для кругового движения, в случае же выхода из поворота снижается до 0° .

Для оценки влияния системы активизации колес полуприцепа на маневренность БТС была проведена серия экспериментов для случаев активного и пассивного полуприцепов. При этом моделировался наиболее частый случай криволинейного движения – поворот на 90° . Закон управления рулевой сошки для обоих случаев представлен на рис. 4.15 (где 1.0 соответствует повороту колеса тягача угол $7^\circ 47'$), длительность заезда 120 с. Результаты заезда представлены на рис. 4.16.

При этом величина среднеквадратичного отклонения траектории приведенной оси полуприцепа от приведенной оси тягача для пассивного полуприцепа $\sigma = 1,198$ м, в случае активного $\sigma = 1,296$ м (рис.4.16).

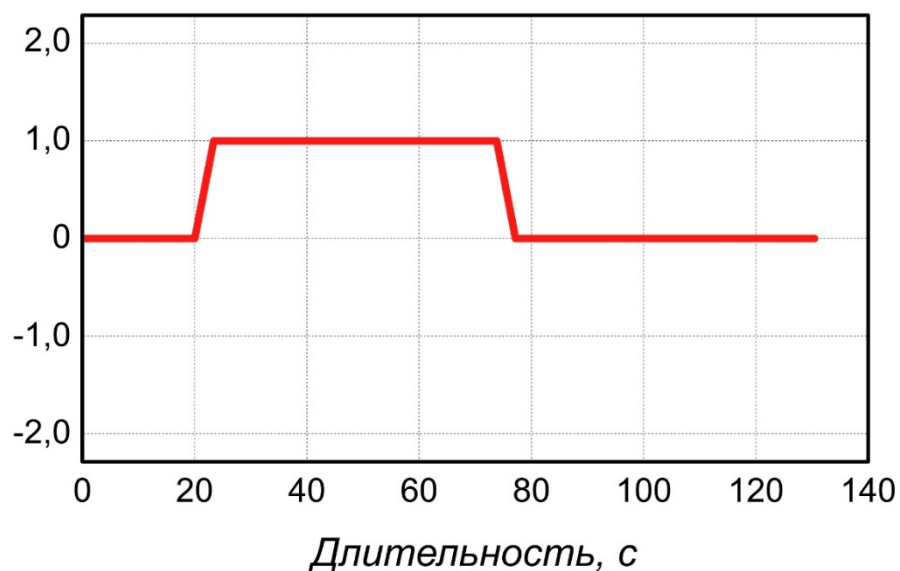


Рис. 4.15. Закон управления рулевой сошки

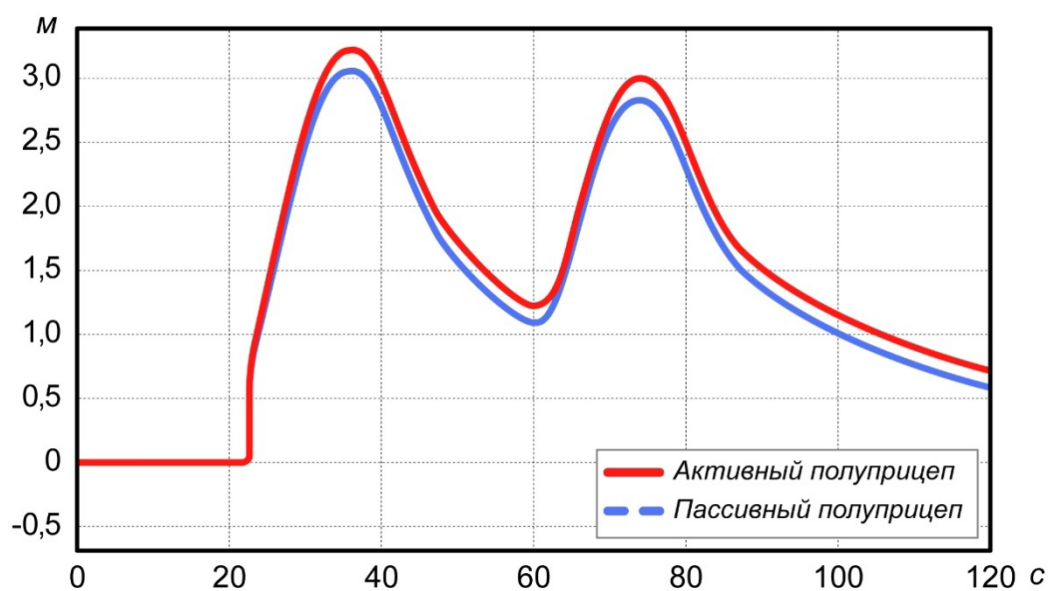


Рис. 4.16. Величина отклонения траекторий тягача и полуприцепа для активного и пассивного полуприцепов

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что наличие крутящего момента на колесах полуприцепа приводит к увеличению расхождения траекторий приведенных осей и движению БТС по более широкой траектории, при этом $O_{ef}=8,2\%$. Также результаты математического моделирования движения активного АП показали избыточность энерговооруженности БТС при маневрировании по ровным поверхностям.

Для определения величины влияния скорости движения на ширину коридора движения БТС была проведения серия моделирований заездов для

случая разворота на 180° со скоростями 5, 10 и 15 км/ч. С 20 секунды движения автопоезда начинает поворот, угол поворота колеса увеличивается до 5° , что соответствует радиусу 45 м, в течении нескольких секунд движения агрегата. Закон управления рулевой сошки аналогичен представленному на рис. 4.15. Результаты представлены на рис. 4.17 – 4.25.

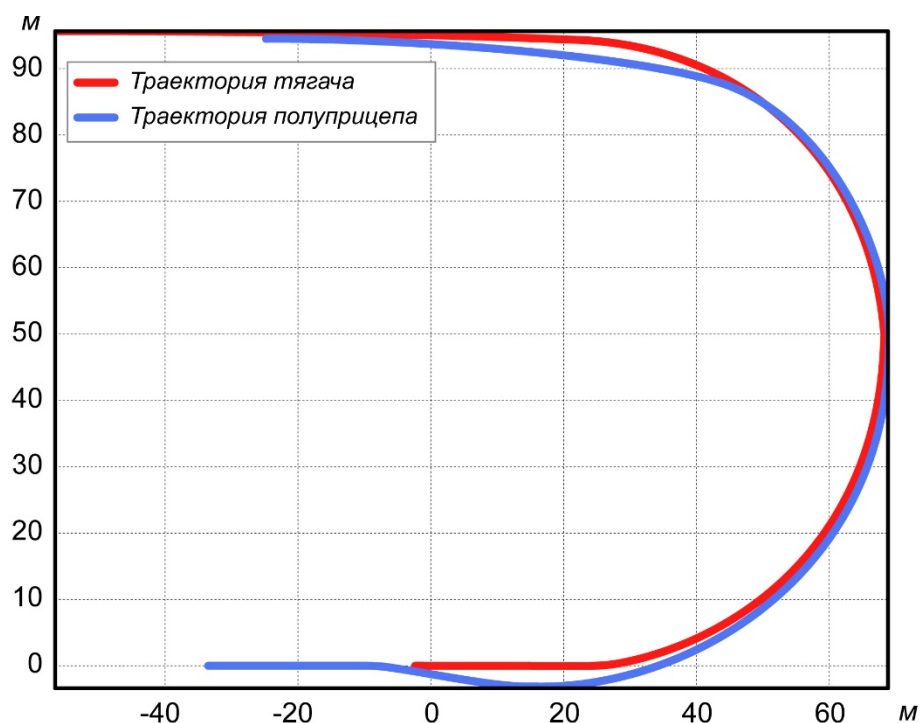


Рис. 4.17. Траектория движения БТС со скоростью 5 км/ч

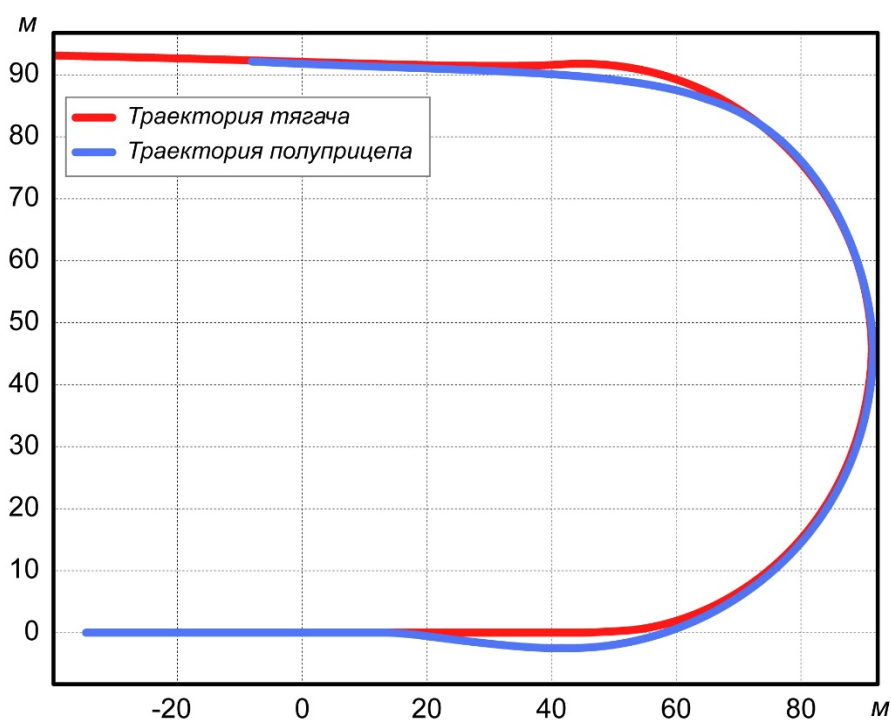


Рис. 4.18. Траектория движения БТС со скоростью 10 км/ч

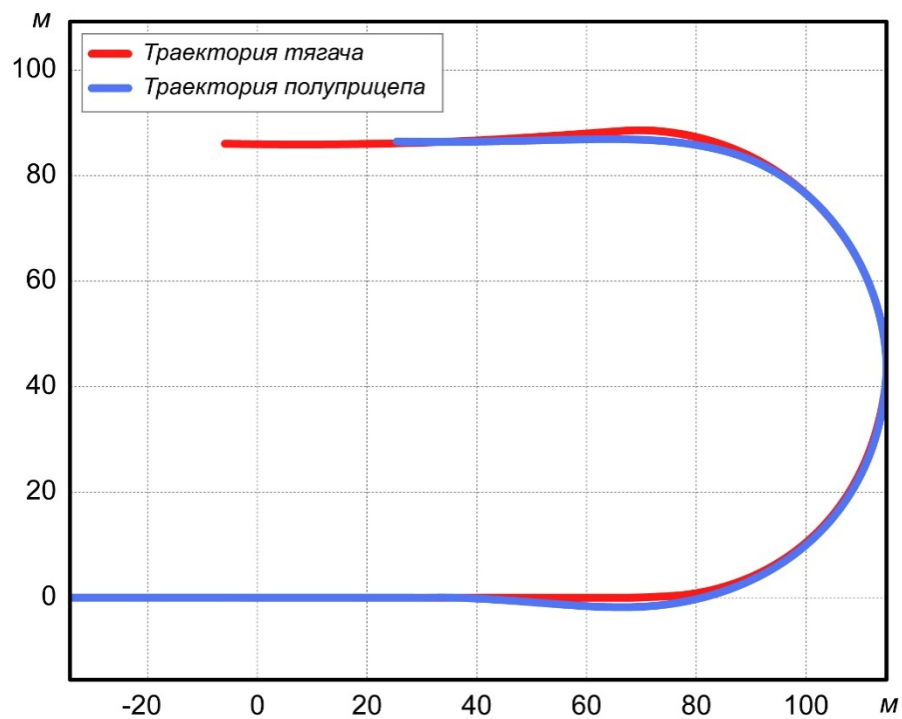


Рис.4.19. Траектория движения БТС со скоростью 15 км/ч

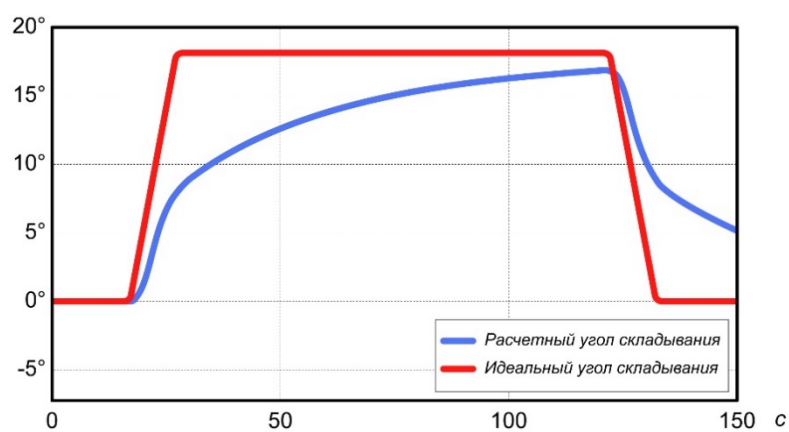


Рис.4.20. Угол складывания БТС при скорости движения 5 км/ч

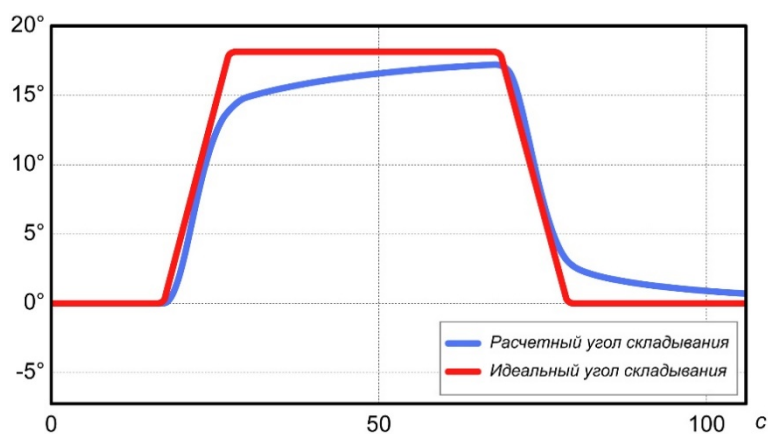


Рис. 4.21. Угол складывания БТС при скорости движения 10 км/ч

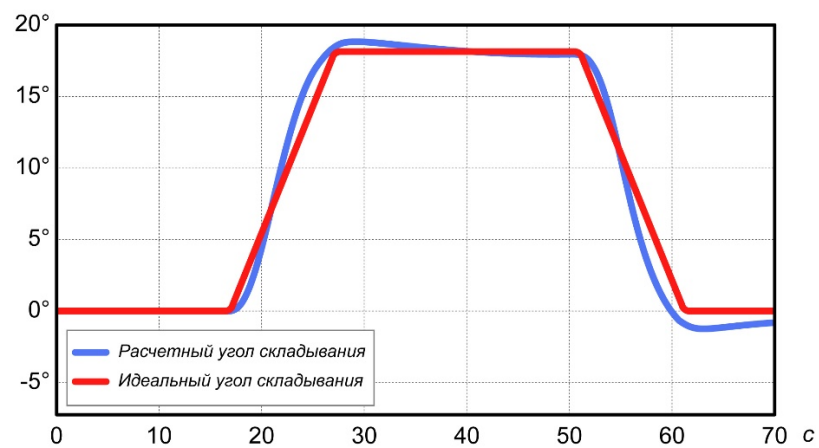


Рис.4.22. Угол складывания БТС при скорости движения 15 км/ч

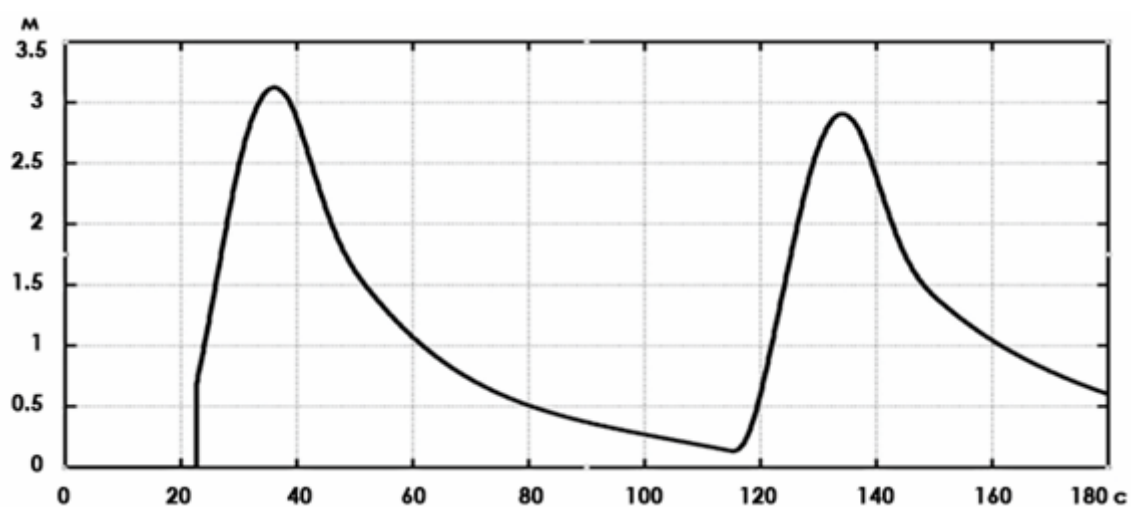


Рис. 4.23. Отклонение траектории полуприцепа от тягача при движении автопоезда на скорости 5 км/ч

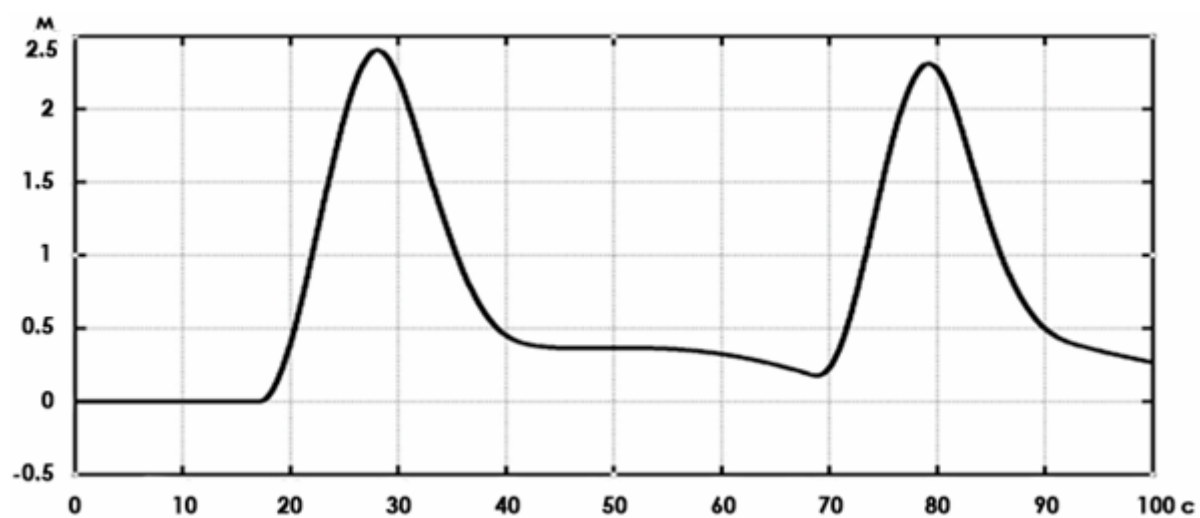


Рис. 4.24. Отклонение траектории полуприцепа от тягача при движении автопоезда на скорости 10 км/ч

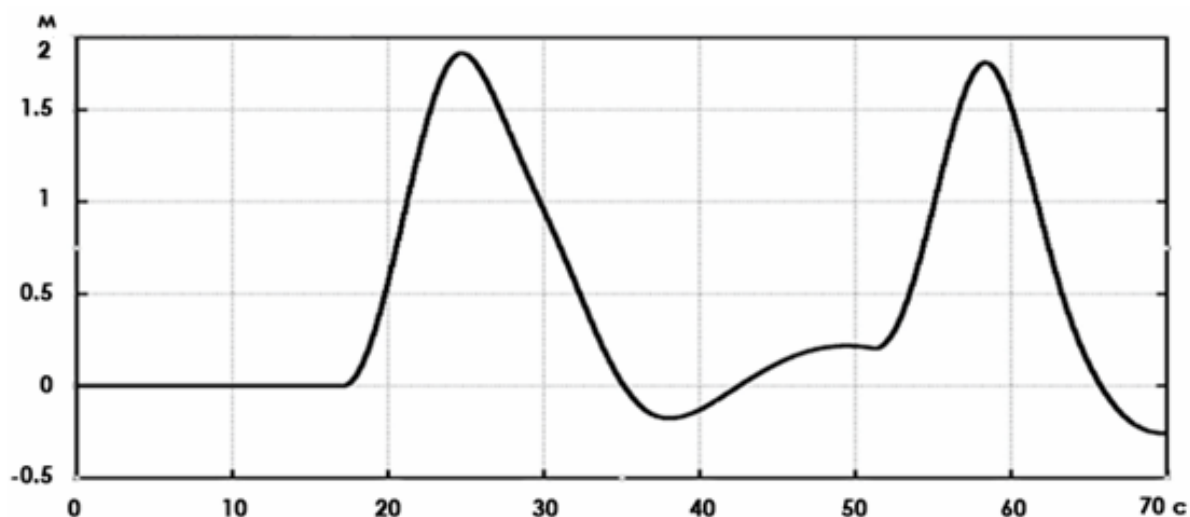


Рис. 4.25. Отклонение траектории полуприцепа от тягача при движении автопоезда на скорости 15 км/ч

Величина среднеквадратичного отклонения траектории приведенной оси полуприцепа от приведенной оси тягача при движении со скоростью 5 км/ч $\sigma=1.433$ м; при 10 км/ч $\sigma=1.004$ м; при 15 км/ч $\sigma=0.7498$ м.

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что увеличение скорости движения БТС приводит к уменьшению расхождения траекторий приведенных осей и движению АП по более узкому коридору движения, при этом $O_{ef} = 30,4\%$ и $O_{ef} = 47,7\%$. Несомненно, столь положительные результаты позволяют сделать заключение о необходимости повышения скорости прохождения поворота БТС, но в случае транспортирования РН, при большой массе автопоезда, увеличивается вероятность заноса автопоезда и схождения с трассы, что ведет к снижению безопасности. Поэтому данное предложение является неприемлемым.

4.8. Исследования результатов применения алгоритмов работы системы управления поворотом

Для проверки работы новых алгоритмов СУП был так же проведен ряд имитационных моделирований в среде MathLab Simulink. Была проведена серия моделирований заездов БТС для случая разворота на 180° со скоростью 5 км/ч. С 20 секунды движения начинается поворот, угол поворота внутреннего колеса

увеличивается с нуля до соответствующего движению по кругу радиусом 45 м в течение нескольких секунд движения. Закон управления рулевой сошки аналогичен представленному на рис. 4.15.

С целью уменьшения расхождения приведенных траекторий звеньев БТС в систему управления была интегрирована обратная связь. Результаты имитационного математического моделирования представлены на рис. 4.26–4.29.

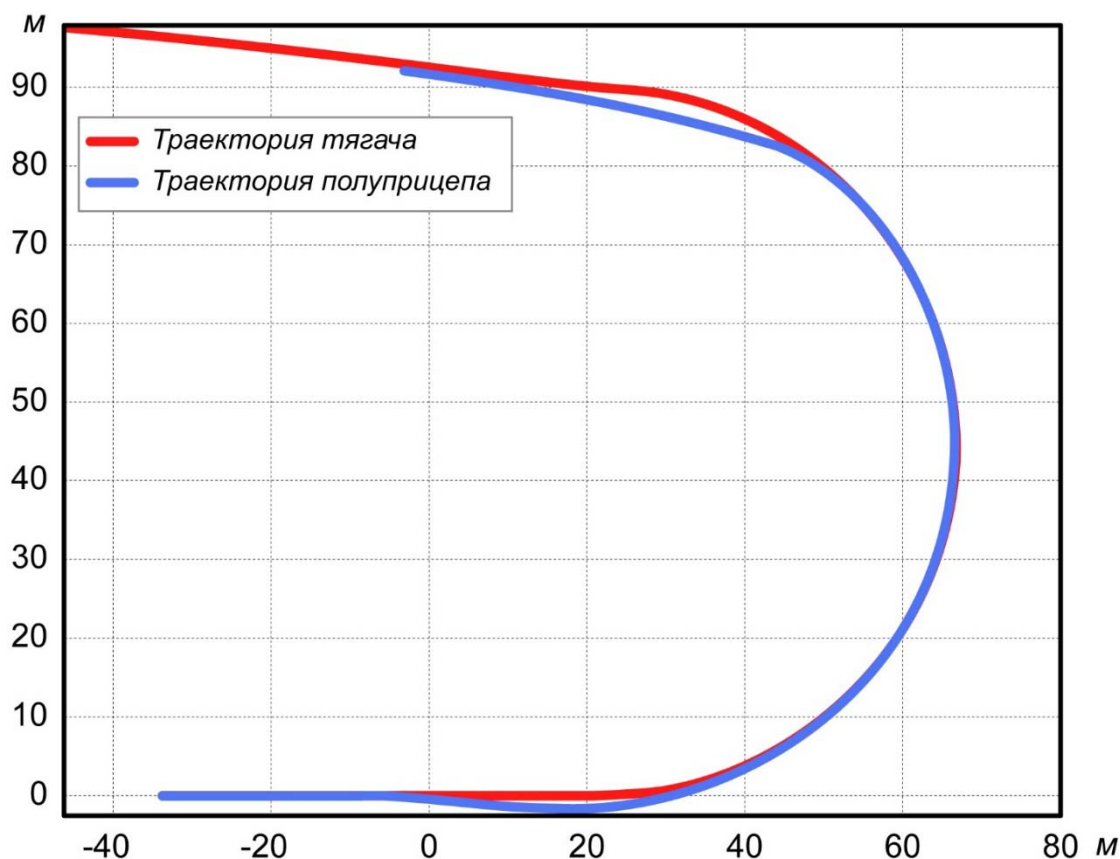


Рис. 4.26. Траектория движения БТС со скоростью 5 км/ч с обратной связью

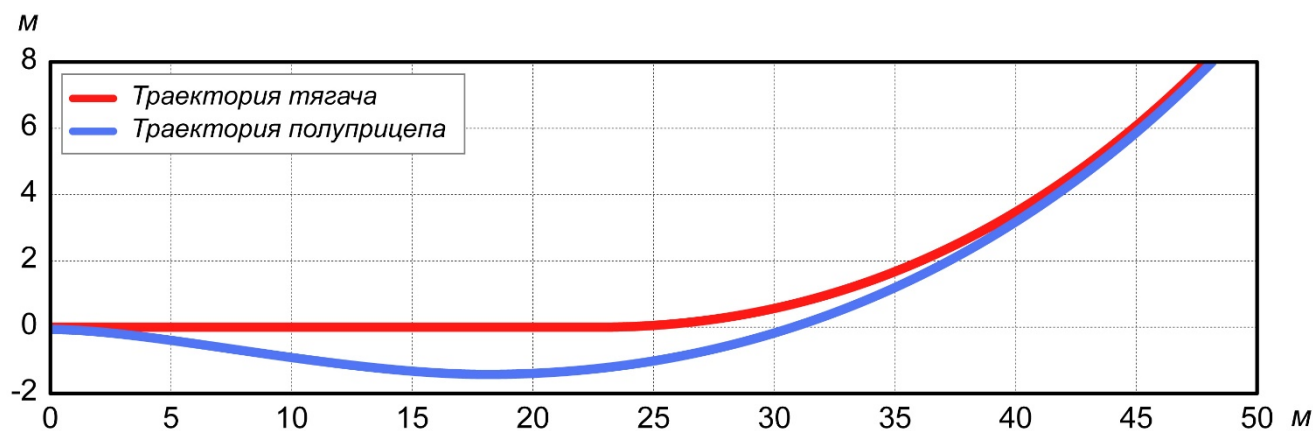


Рис. 4.27. Траектория движения БТС со скоростью 5 км/ч с обратной связью (увеличено)

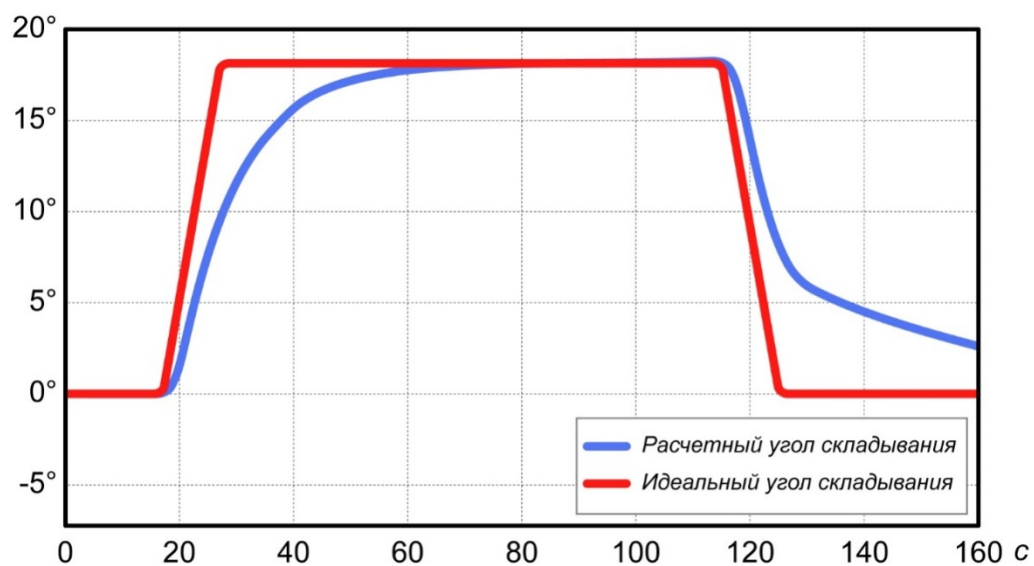


Рис.4.28. Угол складывания БТС при скорости движения 5 км/ч с обратной связью

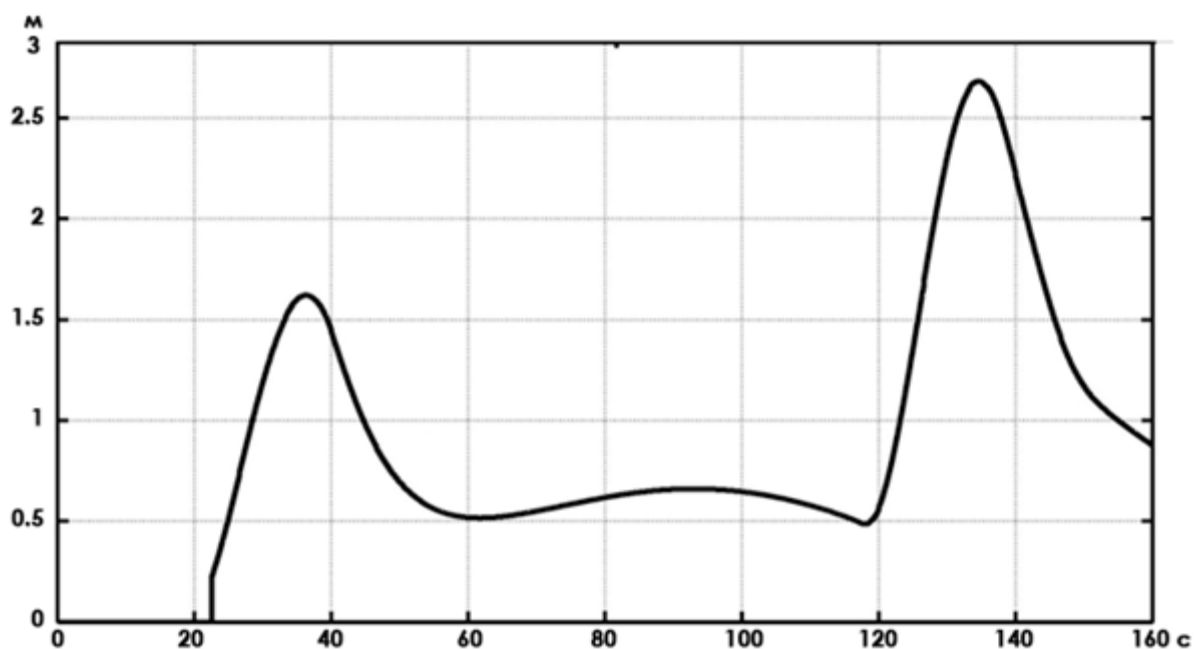


Рис.4.29. Величина отклонения траектории тягача и полуприцепа при движении 5 км/ч с обратной связью

Для данного математического моделирования величина среднеквадратичного отклонения траектории приведенной оси полуприцепа от приведенной оси тягача составила $\sigma = 1.078$ м.

При сравнении полученных результатов с результатами из п.п. 4.2 – 4.4 можно сделать вывод об уменьшении смещения приведенной траектории полуприцепа и уменьшении коридора движения, при этом $O_{ef} = 24,8\%$.

Из графика на рис. 4.26, видно, что при входе и выходе из поворота остается вынос приведенной оси полуприцепа относительно траектории движения. Для устранения данного явления в систему управления совместно с блоком обратной связи интегрирован блок запаздывания, подробно описанный в параграфе 4.6. Закон управления рулевой сошки для системы управления БТС представлен на рис. 4.30 (где 1.0 соответствует повороту колеса тягача угол $7^{\circ}47'$). Скорость движения БТС 5 км/ч, радиус поворота $R = 45$ м. Результаты проведенного моделирования представлены на рис. 4.31–4.34.

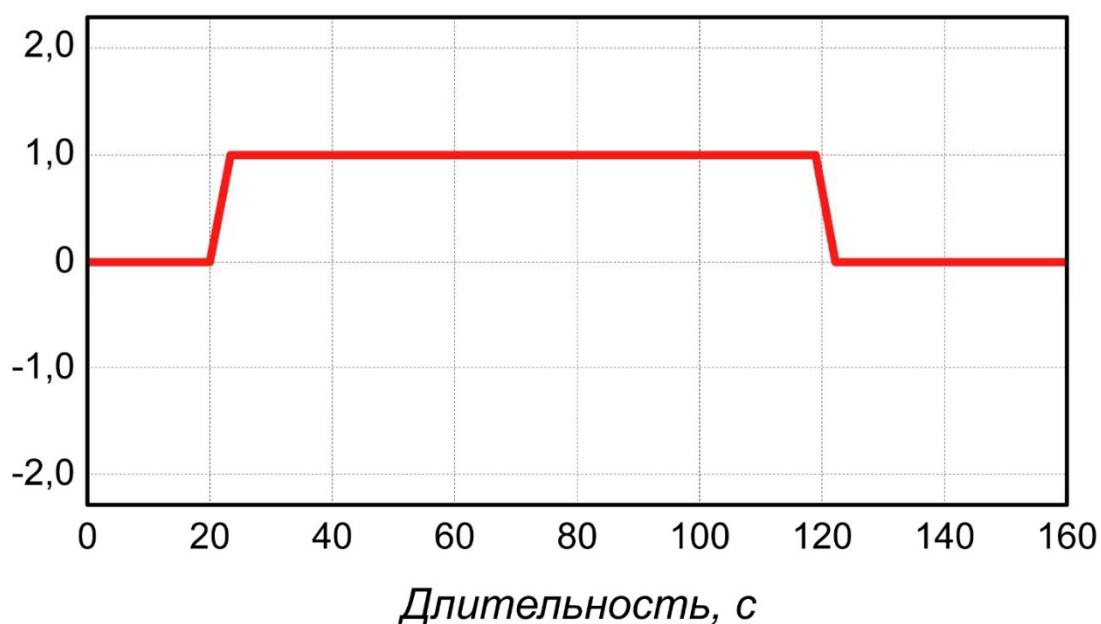


Рис. 4.30. Закон управления рулевой сошки

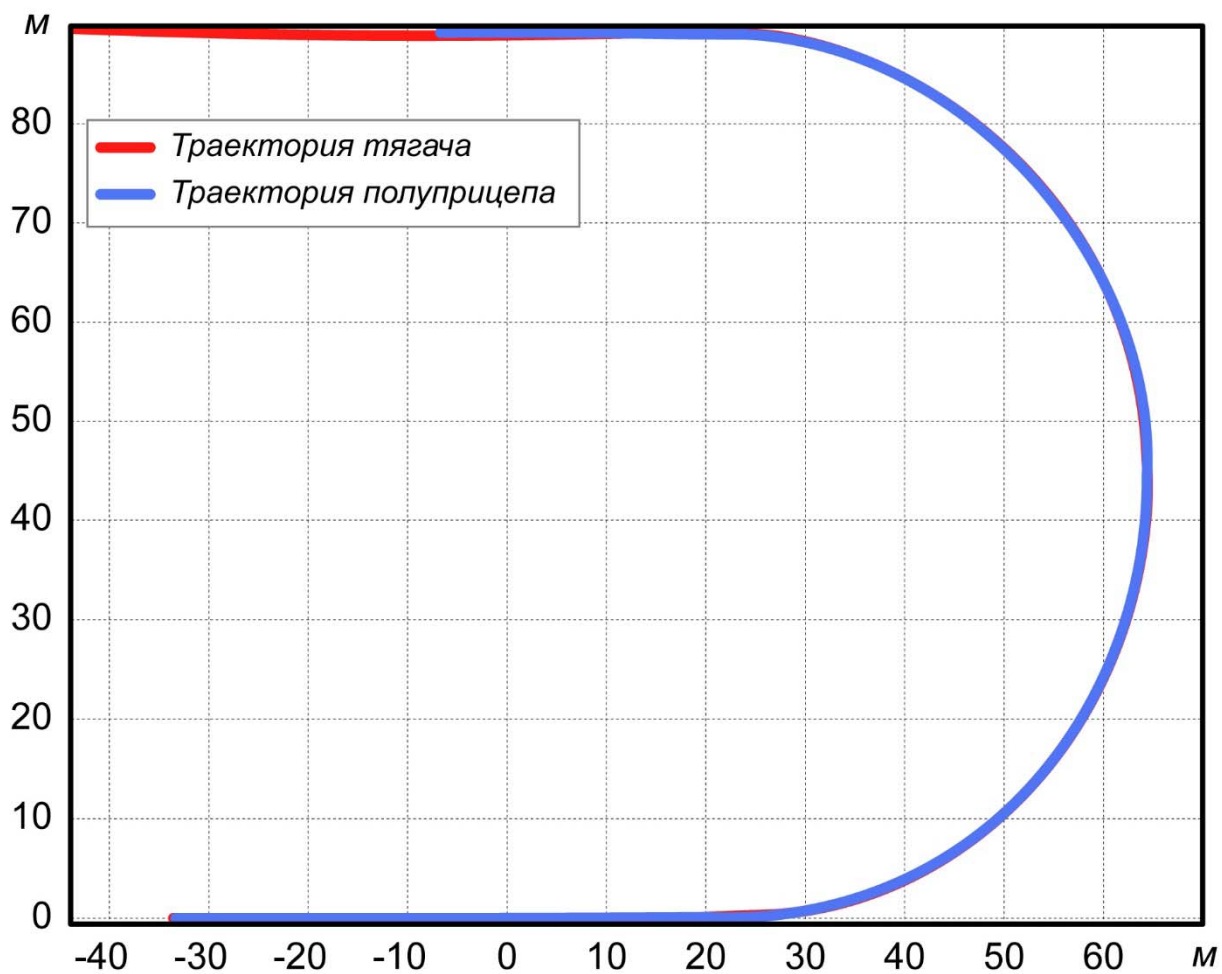


Рис. 4.31. Траектория движения БТС с использованием разработанных алгоритмов

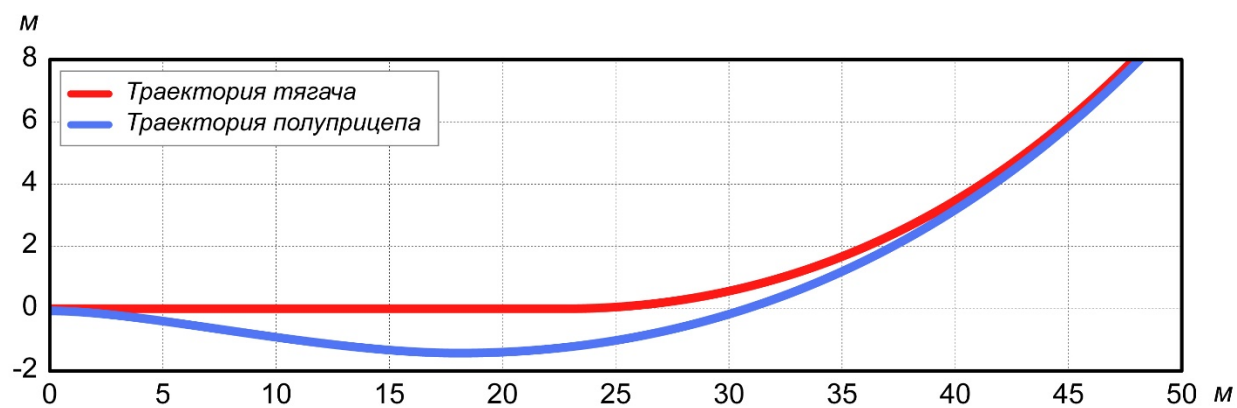


Рис. 4.32. Траектория движения БТС с использованием разработанных алгоритмов (увеличено)

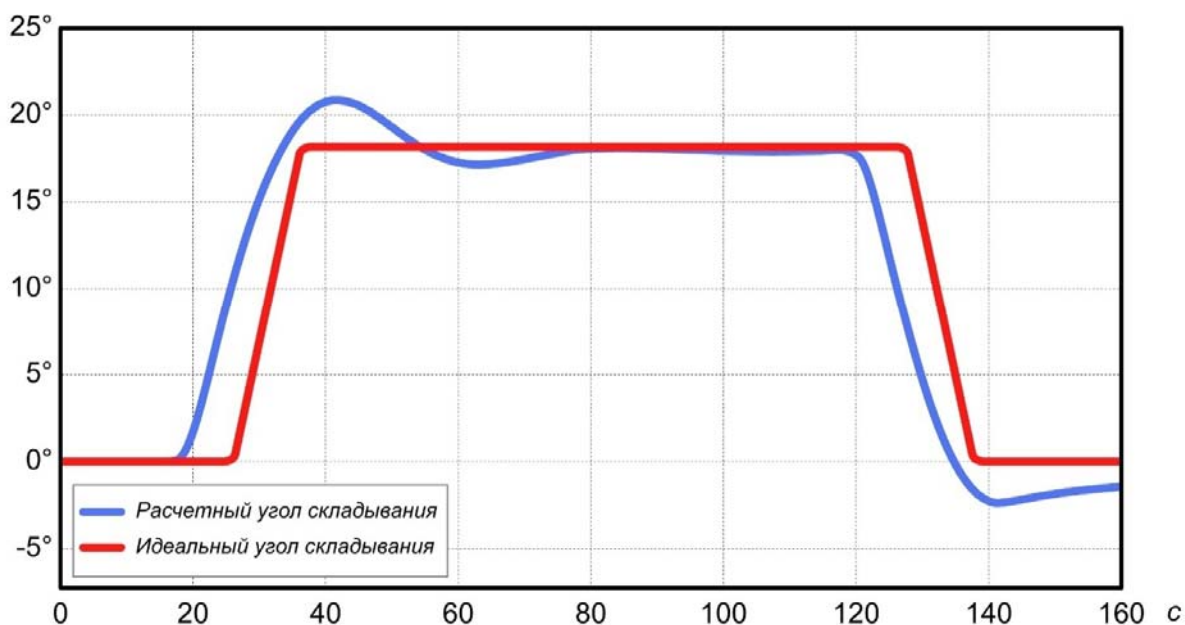


Рис. 4.33. Угол складывания БТС при скорости движения 5 км/ч

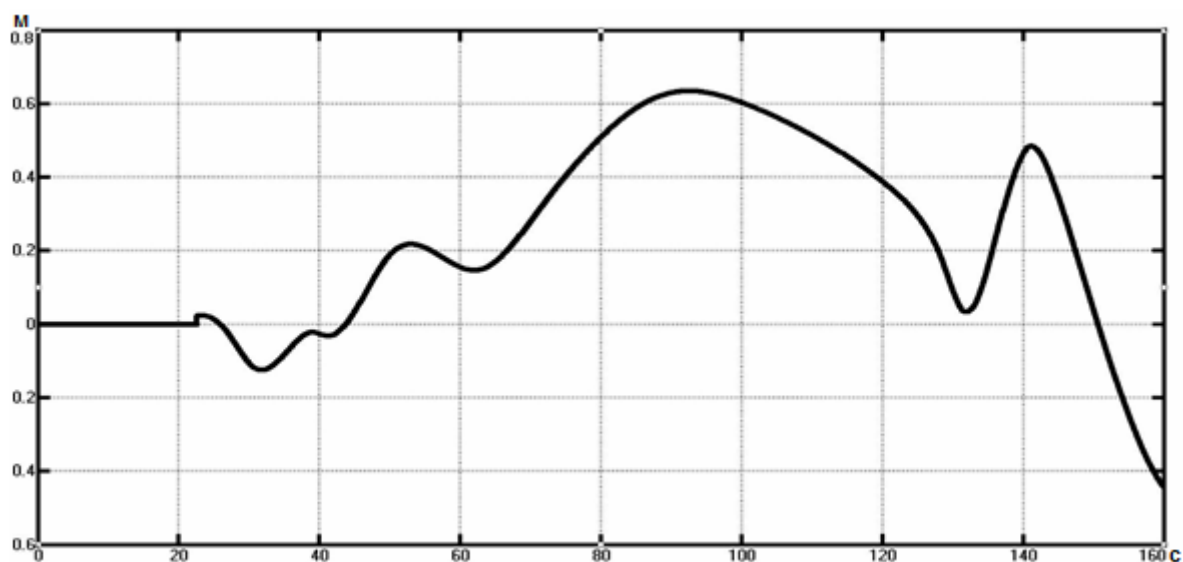


Рис. 4.34. Величина отклонения траекторий тягача и полуприцепа

Полученные результаты (рис. 4.31, 4.32) подтверждают выводы профессора Гладова Г.И [28] о том, что для обеспечения совмещения траекторий звеньев автопоезда требуется введение обратной связи и запаздывания.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что внедрение разработанных алгоритмов в систему управления поворотом БТС приводит к уменьшению расхождения траекторий приведенных осей и движению БТС по менее широкой траектории.

4.9. Оценка результативности введения алгоритма работы автоматизированной системы управления поворотом при выполнении сложных маневров

Для подтверждения положительного результата разработанных алгоритмов работы системы управления поворотом БТС, путем введения в систему управления блока обратной связи и блока запаздывания, подробно описанных в параграфах 4.5 и 4.6, были проведены теоретические исследования также с помощью имитационного математического моделирования.

Была проведена серия моделирований заездов БТС для случаев выполнения переставки и «восьмерки» со скоростью 5 км/ч. Поворот происходит начиная с 20 секунды движения, далее в течении последующих 3 секунд движения угол поворота переднего внутреннего колеса тягача линейно возрастает от 0 до величины, соответствующей круговому движению с радиусом 45 м (для данного БТС это значение составляет 5°). Закон управления рулевой сошки для переставки представлен на рис. 4.35 (где 1.0 соответствует повороту колеса тягача угол 5°); результаты моделирования на 4.36–4.38, для «восьмерки» закон управления рис. 4.39, результаты моделирования рис. 4.40–4.42.

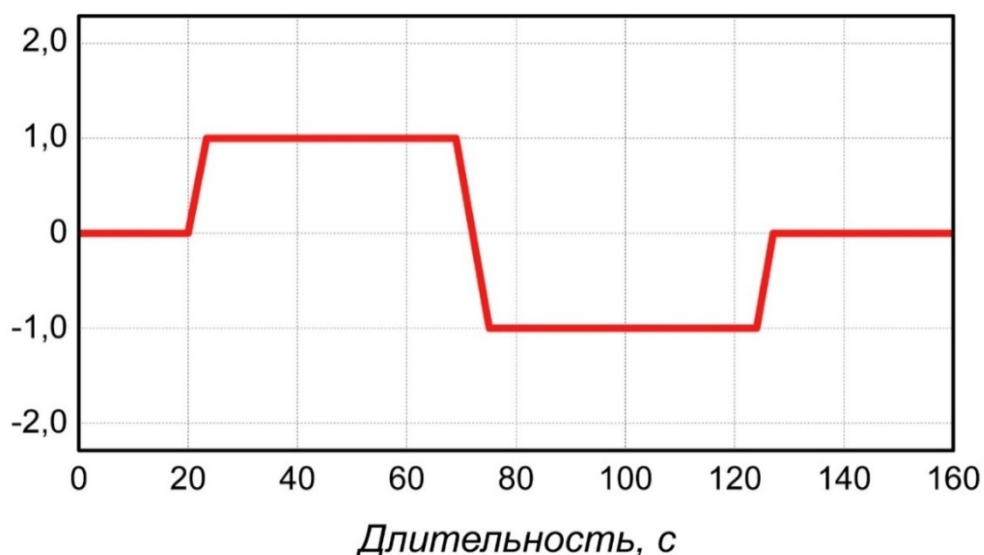


Рис. 4.35. Закон управления рулевой сошки при переставке

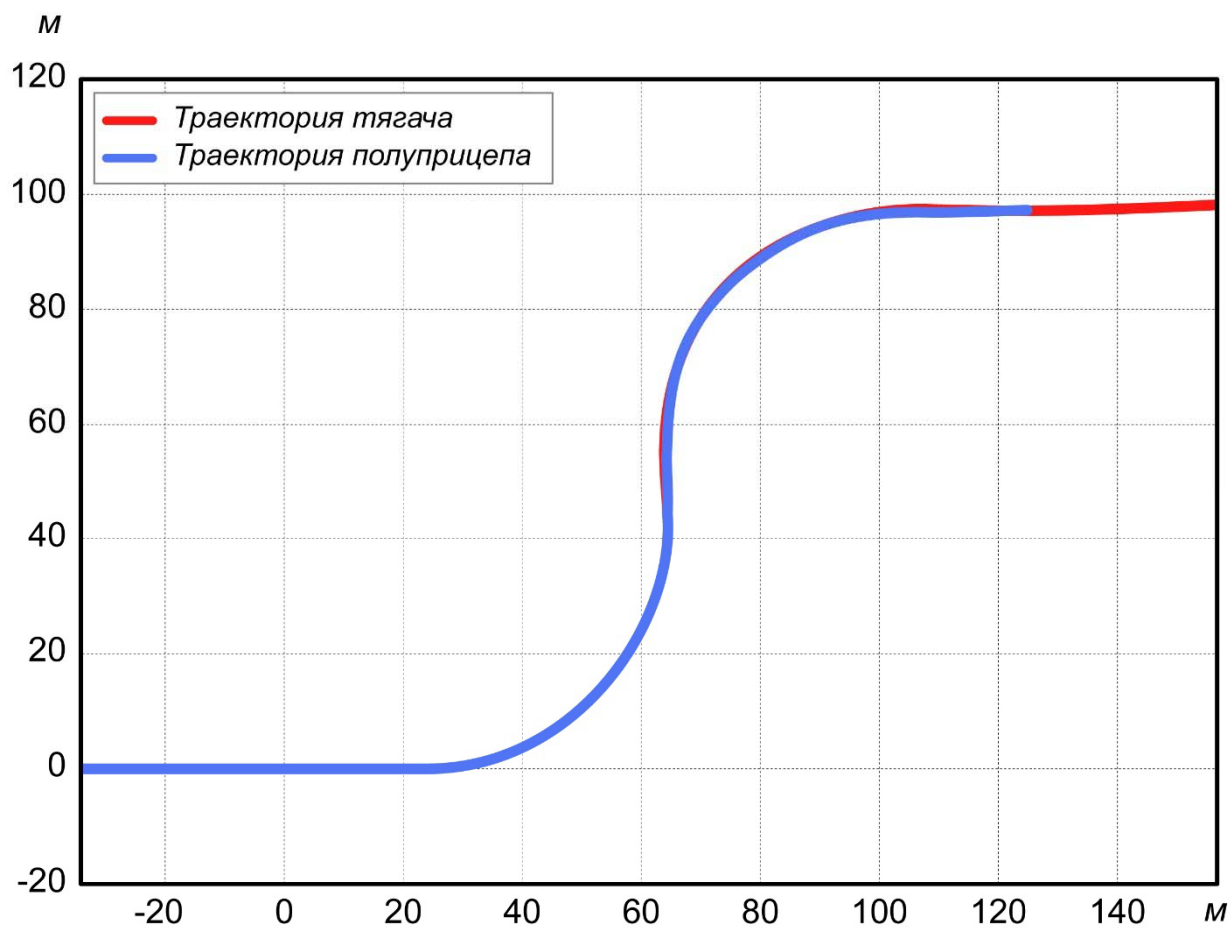


Рис. 4.36. Траектория движения БТС

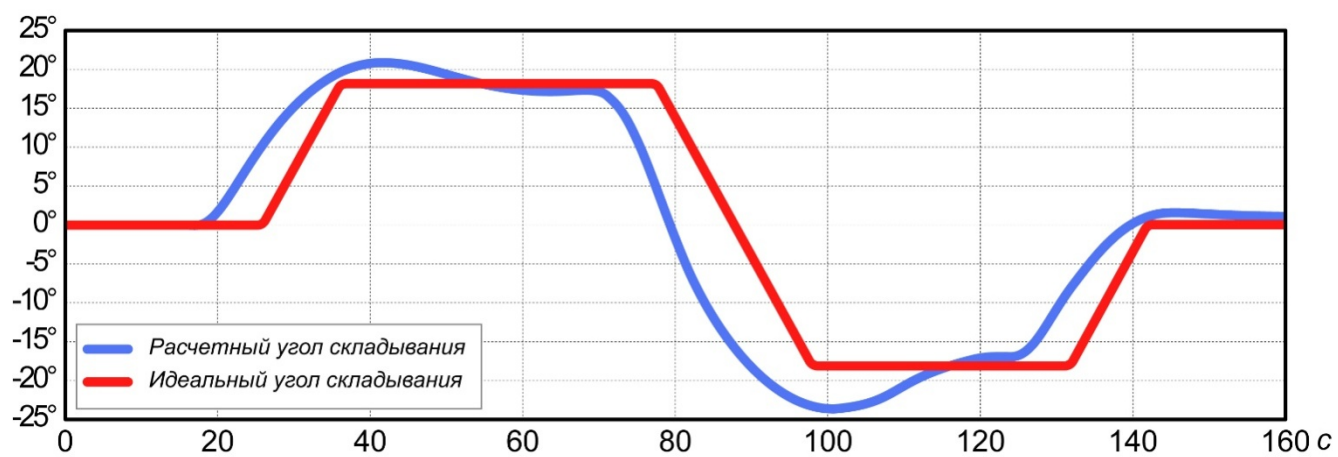


Рис. 4.37. Угол складывания БТС

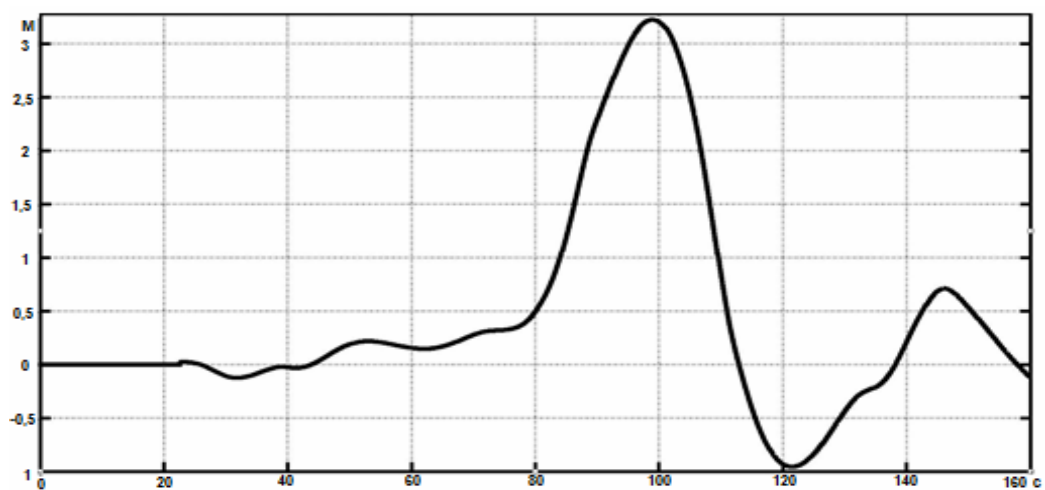


Рис.4.38. Величина отклонения траекторий тягача и полуприцепа

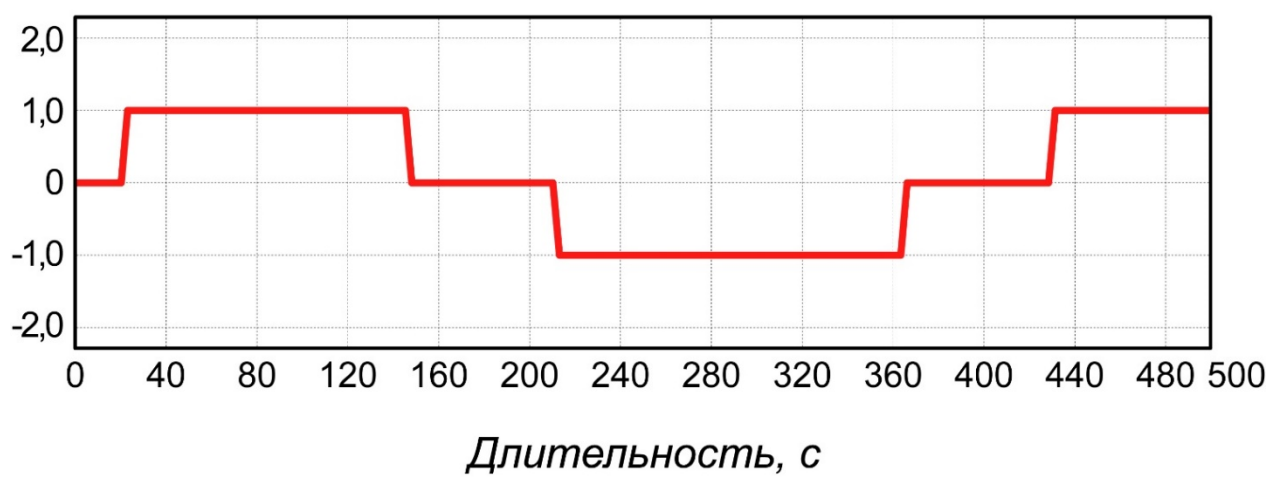
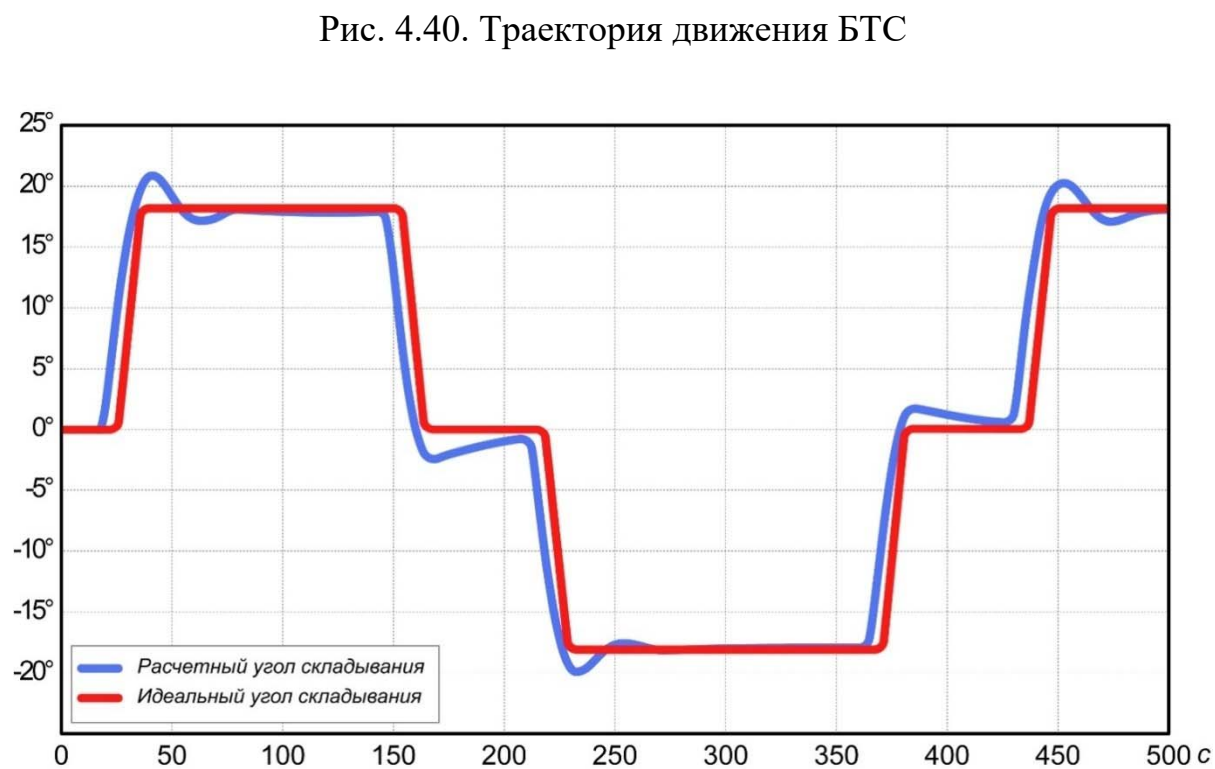
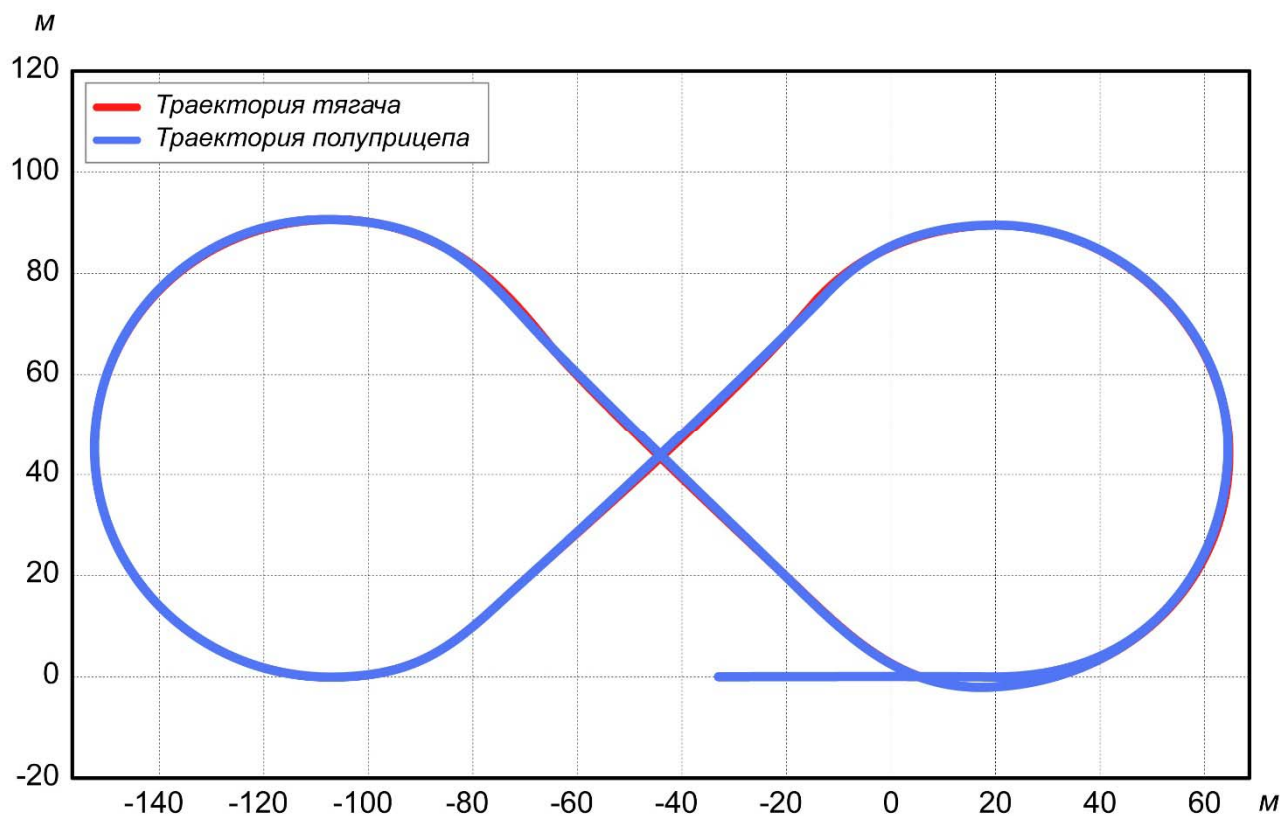


Рис. 4.39. Закон управления рулевой сошки при «восьмерке»



4.10. Выводы по главе 4

С помощью экспериментального исследования траектории движения БТС была проверена адекватность проведенных теоретических исследований и разработанных математических моделей. Неувязка «практики» и «теории» составляет не более 9,5%. Наибольшее относительное отклонение результатов натурных исследований и теоретических результатов в рамках данного исследования не превышает 13,3%. Эти результаты позволяют сделать вывод о том, что для решения поставленных в работе задач теоретические исследования обладают достаточной степенью адекватности.

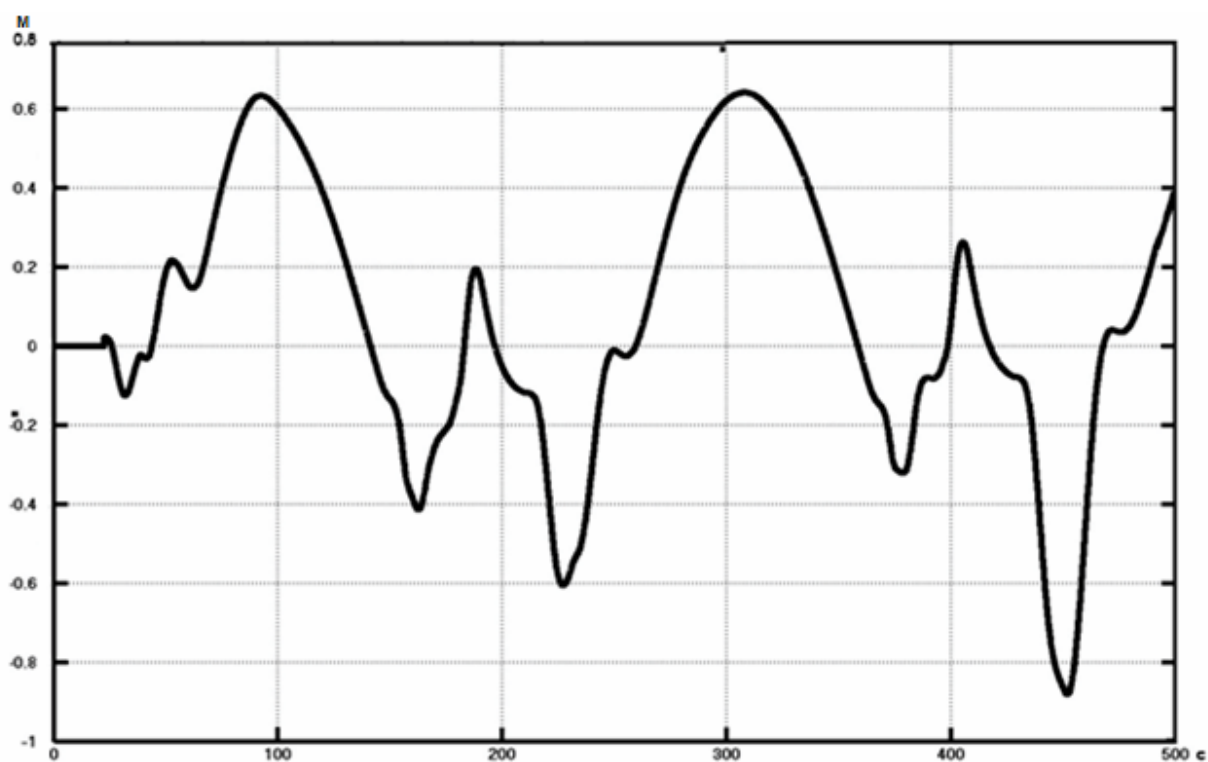


Рис. 4.42. Величина отклонения траекторий тягача и полуприцепа

Полученные результаты показывают, что внедрение разработанных алгоритмов системы управления поворотом БТС является эффективным способом повышения маневренности БТС за счет совмещения траекторий движения. При этом показатель эффективности превышает 70%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ особенностей движения по криволинейной траектории многоосного автопоезда с длинномерным полуприцепным звеном, который показал, что при движении с малыми (менее 35 м) радиусами поворота наблюдается существенное (более 5%) несовпадение траекторий колес тягача и полуприцепа. Определены основные факторы, влияющие на расположение внутри заданного коридора движения звеньев автопоезда при транспортировке длинномерных неделимых грузов с большими массово-габаритными характеристиками.
2. Разработаны и программно реализованы математические модели движения по криволинейной траектории многоосного длинномерного автопоезда, снабженного системой управления поворотом колес полуприцепа, отличающаяся от известных возможностью учета различных алгоритмов управления поворотом колес полуприцепа.
3. Проведены натурные экспериментальные исследования криволинейного движения многоосного автопоезда с длинномерным полуприцепным звеном, которые показали расхождение значений расчетных и измеренных величин траекторий характерных точек автопоезда, не превышающее 13,5%.
4. Предложен алгоритм управления поворотом колес полуприцепа, обеспечивающий при заданных значениях углов поворота колес тягача, угла складывания звеньев автопоезда и конструктивных параметрах полуприцепа движение полуприцепа в заданном габаритном коридоре.
5. На основе математического моделирования показана эффективность разработанного алгоритма управления поворотом колес полуприцепа, реализация которого позволила улучшить маневренность длинномерного автопоезда до 20%.
6. Разработаны методики экспериментального исследования и проведены расчетно-экспериментальные исследования по оценке результативности алгоритма работы системы управления поворотом большегрузного транспортного средства.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

БТС – большегрузное транспортное средство с активным полуприцепом;

БИУС – бортовая информационно-управляющая система

СУП – система управления поворотом

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов А.М. Моделирование системы управления автопоезда. Вестник НовГУ. Сер.: Техн. науки. 2013. №75 т.1.с.49-53.
2. Абрамов А.М. Методика выбора конструктивных параметров электрогидравлической системы управления длиннобазного автопоезда. Вестник НовГУ. Сер.: Техн. науки. 2015. №91. С.35-39
3. Анкинович Г.Г., Горелов В.А., Чудаков О.И. Оценка влияния активизации колес полуприцепа на тягово-динамические свойства автопоезда. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. #1 [682] 2017.
4. Анкинович Г.Г., Вержбицкий А.Н., Жилейкин М.М., Скотников Г.И. Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов от бокового опрокидывания в повороте. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2016. — № 2. — С. 28–35.
5. Антонов Д.А. Об оценке устойчивости кругового движения многоосных автомобилей. - Автомобильная промышленность, 1962, №3, с. 18-22.
6. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.
7. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Шестаков И.Н., Яковлев Е.И. Дифференциальные уравнения движения прицепного автопоезда. -Труды МАДИ, 1979, вып. 130.
8. Асриянц А.А., Хачатуров А.А., Шестаков И.Н.,Яковлев Е.И. Исследование криволинейного движения автопоезда с помощью АВМ. - Научные труда МАДИ, 1974, вып. 91, с. 51-58.
9. Аюпов В.В. Исследование маневренных свойств автопоездов на основе системного подхода. Диссертация канд. техн. наук. - Пермь, 2012
- 10.Бахмутский М.М., ГинцбургЛ.Л. Взаимосвязь реакций автопоезда на управление и управляемости системы "автопоезд - водитель" - Автомобильная промышленность, 1973, № 2, с. 32-33.

- 11.Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность - машина, пер. с англ. д-ра техн. наук Гуськова В.В. - М.: "Машиностроение", 1973.
- 12.Белов Р.В., Осепчугов В.В., Фаробин Я.Е. Проектирование специализированного подвижного состава. - М.: Труды МАДИ, 1979. –111с.
- 13.Белов Р.В., Гриф М.И., Пантелеев В.И. Кинематика поворота седельного автопоезда с эластичными шинами. /Труды МАДИ, 1979. вып. 173, с.с.81-87.
- 14.Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет/ Б.Н. Белоусов. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
- 15.Бергман М.М. Графическое исследование поворота автомобиля с прицепом и без прицепа. - Мотор, 1934, № 11, с. 15-23.
- 16.Бидерман В.Л., Шумаев В.В. Нестационарное качение пневматической шины. - Изв. вузов, Машиностроение, 1977, № 12, с.85- 90.
- 17.Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей-Машиностроение, М., 1983. - 176 с.
- 18.Взятышев Н.А. Применение метода фотометрирования при исследовании поперечных колебаний автотранспорта. – Автомобильная промышленность, 1963, № 8, с. 16-18.
- 19.Взятышев Н.А. О поперечной устойчивости седельного автопоезда на неустановившихся режимах движения. - Автомобильная промышленность, 1965, № 10, с. 20-23.
- 20.Взятышев Н.А. Поперечная устойчивость седельного автопоезда. - Автомобильная промышленность, 1964, № 12, с. 19-23.
- 21.Винокуров В. П. и др. Автомобильные базовые шасси агрегатов ракетных комплексов. – М.: 1998 г. – 139 с.
- 22.Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда. - М.: Транспорт, 1970. - 32 с.

23. Гинцбург Л.Л. Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории. - Автомобильная промышленность, 1977 № 9, с. 27-31.
24. Годжаев, З.А. Относительное проскальзывание пневматической шины по опорной поверхности / З.А. Годжаев, М.В. Капитонов // Автомобильная промышленность. – 2022.- №12. – С.14-16.
25. Гладов Г.И., Морозова А.Ю. Системы управления поворотом специальных транспортных средств: Учебное пособие/ МАДИ (ГТУ). - Москва, 2004 - 88с.
26. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Теория: Учеб. для вузов. / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2006. – 215 с.
27. Гладов Г.И., Кузнецов С.Ю. Методика экспериментальных исследований маневренности большегрузных транспортно-технологических агрегатов. Труды МАДИ, 1984., с. 132-137.
28. Годжаев З.А. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота. Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2016. – № 5.- с. 3–11.
29. Горелов В. А., Тропин С.Л. Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию. Журнал автомобильных инженеров. — 2011. — № 5. — с. 18–22.
30. Горелов В. А., Масленников Л. А., Мирошниченко А. В. Оценка эффективности законов управления индивидуальным приводом движителей колесных транспортных комплексов. Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн.– 2012. – №16. DOI: 10.7463/0612.0403852
31. Горелов В.А., Падалкин Б.В., Чудаков О.И. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 2. С. 121–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138

- 32.Горобцов А. С. Математическое моделирование динамики БТС. Проблемы и перспективы. Автомобильная промышленность. — 2006. — № 4. — с. 14-16.
- 33.Горобцов А. С. Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел. Справочник. Инженерный журнал. М: Машиностроение, 2004. — № 9. - с. 40 — 43. (Система Фрунд). MSC.
- 34.Горобцов А.С., Кушвид Р.П., Карцов С.К. Развитие теории управляемости и устойчивости движения автомобиля на базе пространственных компьютерных моделей. М. Машиностроение. — 2004 г. №1. — с. 34—40.
- 35.Гродко Л.Н., Левин Н.Е. Определение критической скорости автопоезда с одноосными прицепами. – Автомобильная промышленность 1976, № 10, с. 25-26.
- 36.Гродко Л.Н., Ечеистов Ю.А., Левин Н.Е. Некоторые критерии устойчивости автопоезда. - Автомобильная промышленность, 1977, № 2, с. 20-22.
- 37.Дайбол В.Б., Хакен Д.Х. Поперечная устойчивость автомобильных прицепов. - Труды американского общества инженеров-механиков, серия "Конструирование и технология машиностроения". - М., 1969, № 4. - 59 с.
- 38.Додонов Б.М., Ильичев А.В. Алгоритм исследования на ЭВМ криволинейного курсового движения полуприцепа. - Сборник научных трудов МАДИ, М., 1981, с. 92-99.
- 39.Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колёсных машин на базе методов нечёткой логики. — М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. — 238 с.
- 40.Лычин М.Т., Жилейкин М.М. Разработка принципов повышения маневренности длиннобазных многоосных автопоездов с полуприцепами. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. #11 [692] 2017.
- 41.Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля, полное собрание сочинений, т. VIII. 1937.

42. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. - М.: Транспорт, 1986. - 137 с.
43. Закин Я.Х., Пурик М.А. Определение маневренных свойств автомобилей и автопоездов. - Автомобильная промышленность, 1974, № 2, с. 14-17.
44. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. - М.: Транспорт, 1967. - 256 с.
45. Закин Я.Х. О причине возникновения виляний прицепов. - Автомобильная промышленность, 1959, № 11, с. 9-12.
46. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Исследование маневренных качеств длиннобазного прицепа. - Автомобильная промышленность, 1972, № 8, с. 27-28.
47. Зисман Л.М., Гинцбург Л.Л. Методика аналитического определения взаимного положения прицепного звена и тягача на повороте. - Автомобильная промышленность, 1973, № 10, с. 15-16.
48. Зыков В.К. Моделирование и исследование движения многозвенного объекта в режиме графического диалога (на примере автопоезда). - Дисс. канд. техн. наук. - Владивосток, 1980. - 127 с.
49. Капитонов М.В., Михайлова Е.В., Чуракова Е.Ю. Устойчивость и качество работы систем автоматического управления поворотом и полуприцепными звеньями большегрузных автопоездов // Транспортное дело России. –2019. – № 1. –С. 189-192.
50. Капитонов М.В., Михайлова Е.В., Чуракова Е.Ю., Анализ проблем маневренности и движения при проектировании // Транспортное дело России. –2019. – № 1. – С. 234-236.
51. Капитонов М.В., Лычкин М.Т. Выбор закона соотношения углов поворота колес транспортно-технологических агрегатов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. –2018. – № 9. – С. 329-336.
52. Клычков П.Д. О криволинейном движении автопоезда. - Автомобильная промышленность, 1979, № 1, с. 15-16.

53. Колпаков А.П., Андреев А.С., Аксенов А.И., Павлов В.А. Универсальные модели для исследования кинематики и устойчивости автопоездов. - Автомобильная промышленность, 1969, № 2, с.10-11.
54. Косев К.П. Боковые реакции и боковое скольжение седельного тягача с полуприцепом при установившемся движении на повороте постоянного радиуса. - Автомобильная промышленность, 1967, № 8, с. 12-13.
55. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 184 с.
56. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом // Журнал ААИ. 2009. №2. С.34-40.
57. Крышень Н.И. Аналитический метод определения угла складывания автопоезда. - Автомобильная промышленность, 1979, № 3, с. 24-26.
58. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. - 416 с.
59. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением. - Прикладная механика, 1984, № 6, с. 80-87.
60. Лобас Л.Г. Устойчивость прямолинейного качения связанных упругодеформированных тел. - Прикладная механика, 1984, № 9, с. 97-103.
61. Маланин В.В., Аюпов В.В. Горизонтально-поперечная устойчивость полуприцепа с учетом зазора в сцепном устройстве. - Изв. вузов: Машиностроение, 1982, № 8, с. 75-78.
62. Маланин В.В., Аюпов В.В. Влияние податливости сцепки на горизонтально-поперечную устойчивость полуприцепа. - Изв. вузов: Машиностроение, 1979, № 6, с. 87-89.
63. Маланин В.В., Аюпов В.В. К вопросу о классификации научных работ по исследованию движения автопоезда с позиций системного подхода. - Деп. в НИИ Навтопром, 1981, № Д580. - 12 с.

- 64.Маланин В.В., Юрлов А.Г. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепов на повороте. - Автомобильная промышленность, 1975, № 8, с. 19-20.
- 65.Маланин В.В., Аюпов В.В. К исследованию движения многозвенного автопоезда. - Деп. в НИИН автопром, 1982, № 781ап 82. - 11 с.
- 66.Маланин В.В., Аюпов В.В. Определение критических скоростей и радиусов поворота автопоезда. –Деп. в НИИН автопром, № 1005ап- 84деп., 1984. - 13 с.
- 67.Маланин В.В., Аюпов В.В. Влияние некоторых параметров на горизонтально-поперечную устойчивость полуприцепа. - Деп. в НИИН автопром, № 727ап-Д82, 1982, - 10 с.
- 68.Марголин И.И. Криволинейное движение автопоезда, - Автомобильная промышленность, 1972, № 2, с. 21-23.
- 69.Мартынюк А.А. и др. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. - Киев: Техника, 1981. - 223 с.
- 70.Морозов Б.И., Пчелин И.К., Хачатуров А.А., Шеф А.Л. Исследование влияния одноосного прицепа. - Труды НАМИ, 1962, вып. 48, с. 3-28.
- 71.Морозов Б.И., Пчелин И.К., Хачатуров А.А., Шеф А.Л. Исследование влияния двухосного прицепа. - Труды НАМИ, 1962, вып. 48, с. 29-39.
- 72.Осепчугов В.В. О влиянии двухосных прицепов. - В кн.: Конструирование, исследование, испытание автомобилей. - М., 1956, № 2, с. 17-31.
- 73.Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты агрегатов автомобиля. - М.: МАДИ, 1980. - 92 с.
- 74.Павлов В.А. Исследование поворотливости многозвенного прицепного автопоезда. - Дисс. канд. техн. наук, М., 1968. -172с.
- 75.Пасхин Б. Определение маневренных площадей для автомобильных поездов ЗИЛ-5. - Автомобиль, 1941, № 3, с. 17-20.
- 76.Портнова А.А. Совершенствование рулевого управления автогрейдера с шарнирно-сочлененной рамой. Диссертация канд. техн. наук. - Омск, 2015

- 77.Пчелин И.К., Хачатуров А.А. Уравнения кинематических связей колеса с эластичной шиной и исследование его качения при переменном угле увода. - Автомобильная промышленность, 1964, № 12, с. 12-15.
- 78.Рашидов Н.Р., Хохлов А.М. Уравнения движения N-звенного автопоезда при торможении. - Деп. в ВИНТИ, № 3891-82деп., Ташкент, 1982. - 11 с.
- 79.Ровинзон М.Л. Исследование криволинейного движения седельного автопоезда. - Дисс. канд. техн. наук, М., 1974., 164 с.
- 80.Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили, самолеты, висячие мосты. - М.: Иностранная литература, 1959. - 287 с.
- 81.Соколов Л.Г. Исследование влияния поворота большегрузного активного автопоезда на работу его тягового электропривода. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук, МЭИ, 1976.
- 82.Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учебник для вузов. 2-е изд., - М.: Машиностроение, 1990. -352. с.
- 83.Терлецкий В.Г., Тохтарь Г.И. Исследование устойчивости движения автопоезда повышенной проходимости. - Изв. вузов: Машиностроение, 1977, № 2, с. 94-97.
- 84.Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 176 с,
- 85.Фаробин Я.Е. Статистическая поворотливость прицепов тяжеловозов. "Автомобильная промышленность", 1973, №7 с.с. 18-19.
- 86.Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок, - Транспорт, 1983. - 200 с,
- 87.Фаробин Я.Е. Методика расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа автопоезда. - Автомобильная промышленность, 1972, № 11, с. 7-8.
- 88.Фаробин Я.Е., Маланин В.В., Аюпов В.В., Холмер В.А. Аналитический метод определения положения звеньев многозвенного автопоезда на опорной плоскости. - Изв. вузов: Машиностроение, 1985, № 8, с. 64-69.

89. Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцова В.А. Теория движения специализированного подвижного состава. - Изд. Вороножск. ун-та, Воронеж, 1981. - 160 с.
90. Фаробин Я.Е., Самойленко Ю.А. Трехзвенные автомобильные поезда. - Деп. в НИИ Навтопром, М., 1983. - 47 с.
91. Фаробин Я.Е. Оптимизация параметров автопоездов по производительности. - Изв. вузов: Машиностроение, 1980, № 10, с. 71- 83.
92. Хачатуров А.А. и др. Динамика системы "дорога - шина - автомобиль - водитель". - М.: Машиностроение, 1976. - 635 с.
93. Хачатуров А.А. и др. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда. - Транспорт, М., 1982. - 264 с.
94. Чудаков Е.А. Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. - Докл. АН СССР, 1947, вып. 10. - 127 с.
95. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. - 343 с.
96. Ширяев А.П. Исследование влияния поворотных устройств на устойчивость движения и поворотоспособность автомобильных поездов. Кандидатская диссертация. Московский автомеханический институт. - М.: 1964.
97. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1975. - 216 с.
98. Яковлев Н.А. Теория и расчет автомобиля. - М.: Машгиз, 1949. – 370 с.
99. Ягубова Е.В. Метод обеспечения устойчивости колесного трактора, оснащенного автоматизированной системой управления движением, при работе на склоне. Диссертация канд. техн. наук. - М., 2016
100. ГОСТ В 21245-88. Средства транспортные колесные для ракет стратегического назначения. Общие технические требования. - М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1988. - 11с.
101. СНиП 2.05.02 - 85. Автомобильные дороги. Госстрой СССР. - М.: ЦИТП Госстроя СССР. 1986. - 56с.

102. Bourcier de C. Sur la stabilité de route des routiers // Journal de l'Association des routiers journal de la SYA, vol XXIV, 1951, №5.
103. Cheng S., Cebon D. Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semitrailer steering. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2008, vol. 46, is. suppl. 1, pp. 373–388.
104. Fletcher C., Manzie C., Good M. Trailer Steering: An Australian Research Perspective and Application By-Wire Control. Technical report, Ninth International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, June 18–22, 2006, Penn State, State College, Pennsylvania, 2006.
105. Fasekas G. On the Kinematic path of semitrailers. *Journal of applied mechanics*, 1955, № 9.
106. Graeme Morrison & David Cebon (2016) Sideslip estimation for articulated heavy vehicles at the limits of adhesion, *Vehicle System Dynamics*, 54:11, 1601–1628, DOI:10.1080/00423114.2016.1223326
107. Jujnovich B.A., Odhams A.M.C., Roebuck R.L., Cebon D. Active Rear Steering Control of a Tractor — Semi-Trailer // *Proc. 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'08*, 2008. Kobe, Japan. P.857-862.
108. Masahiro Oya Adaptive Lane Keeping Controller for Four-Wheel-Steering Vehicles 2007 IEEE International Conference on Control and Automation Guangzhou, CHINA - May 30 to June 1, 2007
109. Schaar W. Untersuchung der Anhängerseil. — *ATZ*, 1938, № 3.
110. Qiang Wang, Masahiro Oya and Toshihiro Kobayashi. Adaptive Lane Keeping Control for Combination Vehicles Without Measurement of Lateral Velocity // *Proc. 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'08*, 2008. Kobe, Japan. P.331-336.