Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

На правах рукописи

Хуснутдинов Дим Зинфирович

СИНТЕЗ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫМИ ДВУХЗВЕННЫМИ ТРАНСПОРТНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ, ФУНКЦИОНИРУЮЩИМИ В УСЛОВИЯХ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ

05.13.01 – Системный анализ, управление и обработка информации
(промышленность)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Ильясов Барый Галеевич
доктор технических наук, профессор
Засл. деят. науки и техн. РФ

Уфа – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 4

Глава 1. Анализ проблемы создания систем автоматического управления движением двухзвенных механизмов на плоскости 11

1.1 Актуальность проблемы исследования и создания систем автоматического управления многозвенными динамическими объектами 11

1.2 Анализ методов исследования движения многозвенных тел 18

1.3 Технические характеристики и область применения мобильных гусеничных двухзвенных транспортных механизмов типа «Витязь» 22

1.4 Цель и задачи исследования 33

Выводы по первой главе 36

Глава 2. Методика анализа мобильного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция построения системы управления его движением 37

2.1 Выбор подхода к управлению движением мобильного двухзвенного транспортного механизма 37

2.2 Методика анализа мобильного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция построения системы управления его движением 42

2.3. Моделирование гидравлического привода рулевого устройства двухзвенного транспортного механизма 47

2.4 Анализ опасных возмущающих воздействий при движении мобильного двухзвенного транспортного механизма 53

Выводы по второй главе 56

Глава 3. Синтез системы управления движением двухзвенного транспортного механизма на основе имитационного моделирования 58

3.1 Выбор программного пакета и компьютерная реализация имитационных моделей 58

3.2 Синтез системы управления гидравлическим рулевым устройством мобильного двухзвенного транспортного механизма 62

3.3 Анализ эффективности системы управления рулевым приводом двухзвенного транспортного механизма.....72

3.4 Разработка системы управления движением двухзвенного транспортного механизма при нормальных условиях функционирования 79

3.5 Синтез интеллектуальной системы управления движением двухзвенного транспортного механизма на основе нечеткой логики.....84

Выводы по третьей главе.....92

Глава 4. Анализ эффективности и адекватности системы управления движением мобильного двухзвенного транспортного механизма на основе численных экспериментов 94

4.1 Адекватность исходной имитационной модели движения двухзвенного транспортного механизма.....94

4.2 Проверка адекватности системы управления движением двухзвенного транспортного механизма в нормальных условиях функционирования 99

4.3 Анализ эффективности интеллектуальной системы стабилизации заносов транспортера при поворотах 112

4.4 Анализ эффективности интеллектуальной системы компенсации возмущений при движении.....117

Выводы по четвертой главе 120

Основные выводы по работе.....121

Список литературы 123

Приложения 123

Введение

Экономическая теория, определяя место и роль транспорта в развитии современного общества, рассматривает его как средство труда и одно из общих условий производства. Транспортные сообщения участвуют в формировании современного экономического, политического, культурного и социального аспектов жизни общества. С одной стороны, транспорт является частью инфраструктуры рынка, играя роль коммуникационных сообщений, осуществляет круговорот средств, материальных ценностей и людей, а с другой – товаров, рождающих спрос и предложение [74].

Использование двухзвенного транспортного механизма (ДТМ) вносит немалый вклад в развитие общества, так как применяется, в основном, в условиях Крайнего Севера, а это важное для экономики страны, с точки зрения топливных ресурсов, географического места расположения. Двухзвенные транспортные механизмы являются не только средством передвижения, но и используется в процессах производства, так как оснащаются манипуляторами, экскаваторами и пр.

Создание и совершенствование транспортных средств на сегодняшний день является одной из важнейших задач современной науки. Особенно это касается авиапромышленности, судостроения и военной техники. Все перечисленные виды транспорта эксплуатируется, как правило, в тяжелых климатических условиях. Кроме того, к числу перечисленных видов можно отнести мобильные гусеничные двухзвенные транспортные механизмы, также эксплуатируемые в жестких условиях Крайнего Севера и тундры. Гусеничные ДТМ предназначены для работы в суровых погодных условиях на грунтах с низкой несущей способностью (болото, снежная целина, бездорожье, пересеченная лесистая местность и т. д.) при температуре окружающей среды от плюс 40ºС до минус 50ºС. Двухзвенные транспортеры (ДТ) «Витязь» относятся к принципиально новому типу быстроходных транспортных машин,

сочетающих большую грузоподъемность и грузовместимость, а также демонстрирующих высокие показатели проходимости и маневренности в особо тяжелых дорожно-климатических условиях. Мощный двигатель, гидромеханическая трансмиссия, механизм поворота оригинальной конструкции (поворот осуществляется путем складывания звеньев в плане), резинометаллическая гусеница, обеспечивающая наравне с низкими удельными давлениями на грунт (0,23–0,3 кг/см²) высокие тяговые усилия, герметичные цельнометаллические корпуса в сочетании с прицепной схемой соединения звеньев – все это обеспечивает гусеничному ДТМ непревзойденные в отечественной и зарубежной практике показатели по проходимости и маневренности. Этот вид транспорта является незаменимым средством передвижения и выполняет важную роль в деятельности человека в указанных выше условиях.

Основной особенностью ДТ является наличие двух звеньев, соединенных между собой поворотно-сцепным устройством и связанных двумя парами гидроцилиндров, служащих для управления ходом ДТМ. Существенный недостаток этой машины – принцип управления гидравлическим приводом поворотно-сцепного устройства. Управление поворотом звеньев друг относительно друга не является пропорциональным, то есть угол поворота рулевого колеса не пропорционален углу поворота звеньев ДТМ. Это вызвано тем, что рулевое колесо механически связано с золотником. Таким образом, движение руля открывает подачу жидкости в рабочие гидроцилиндры, но в приводе не предусмотрено обратной связи по положению гидроцилиндров. И это создает большие неудобства в управлении, требуя высокого искусства водителя.

В науке и технике на сегодняшний день рассматриваются различные варианты исполнения устройства рулевого механизма, в том числе схемы рулевого управления как с гидравлической обратной связью, так и с электрической обратной связью.

Рисунок 1. Поворотно-сцепное устройство мобильного гусеничного ДТМ «Витязь»

В настоящее время методики выбора основных конструктивных параметров внедряемых рулевых приводов отсутствуют, и до сих пор такой выбор производится традиционными инженерными методами, что не всегда приводит к положительным результатам.

Все это повышает трудоемкость проектирования рулевых приводов и их производства, не способствует улучшению динамических характеристик выпускаемых ДТМ, снижая его конкурентоспособность на отечественном и зарубежном рынке. В связи с этим в настоящее время актуальной является проблема разработки научно обоснованных методик анализа и синтеза систем автоматического управления.

Другим вопросом, решаемым наукой в области транспорта, является создание беспилотных двухзвенных транспортных механизмов. Первый этап данной работы предусматривает создание системы автоматического управления движением ДТМ. В этой связи можно определить ряд научных задач, связанных с теоретической базой, которая на сегодняшний день недостаточно разработана.

Научное исследование технических средств является одним из современных способов решения задачи проектирования динамических сложных систем, и связано с созданием математических моделей, которые позволяют проводить численные эксперименты. Это касается и движения гидропривода рулевого механизма ДТМ, и движения двухзвенных машин в пространстве. Используя математические модели, можно предварительно оценивать характеристики систем, разрабатывать методики расчета и проводить идентификацию объектов. Благодаря модели можно изучить свойства объекта или исследовать его работу в особых режимах, которые не возможны при натурных испытаниях по экономическим и временным соображениям.

Актуальность исследований.

Создание и совершенствование транспортных средств на сегодняшний день является одной из важнейших проблем как для современной науки, так и для экономики страны. Особенно это касается авиапромышленности, судостроения и военной техники. К числу перечисленных видов транспорта без колебаний можно отнести мобильные двухзвенные транспортные механизмы, эксплуатируемые в жестких условиях Крайнего Севера и тундры.

Развитие науки и техники в области информационных технологий дает новые возможности в управлении сложными техническими объектами, в том числе и мобильными ДТМ. В настоящее время имеется достаточно хорошая теоретическая база для создания систем управления мобильными многозвенными транспортными механизмами. Однако в прикладном плане эта задача решена неудовлетворительно в связи с встречающимися на практике трудностями внедрения систем управления мобильными многозвенными транспортными механизмами. Эти проблемы обусловлены как их конструктивными особенностями, так и условиями эксплуатации.

Объектом исследования является система управления мобильными двухзвенными транспортными механизмами.

Предмет исследования. Методы структурно-параметрического синтеза системы автоматического управления мобильным двухзвенным транспортным механизмом.

Методы исследования базируются на методах системного анализа с применением современного аппарата интеллектуальных систем управления, методов имитационного моделирования, численных и натурных экспериментов и логических средствах обработки информации.

Цель работы. Разработка и реализация алгоритмов и систем управления мобильными двухзвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности.

Основные задачи исследования.

1. Построение моделей движения мобильного ДТМ как объекта автоматического управления.

2. Разработка методики построения и декомпозиции системы автоматического управления движением ДТМ.

3. Структурно-параметрический синтез детерминированных и не полностью определенных подсистем управления движением ДТМ.

4. Разработка специального математического, алгоритмического и программного обеспечения для реализации систем автоматического управления движением ДТМ.

Научная новизна диссертационной работы.

1. Предложены модели управления мобильным двухзвенным транспортным механизмом, отличающиеся от известных его структурным представлением в качестве однозвенного объекта, осуществляющего плоскопараллельное движение.

2. Разработанная методика структурного синтеза системы управления движением ДТМ предусматривает её декомпозицию на автономные детерминированные и неполностью определенные подсистемы, функционирующие соответственно в штатном режиме работы объекта и в

условиях воздействия опасных возмущений.

3. Методика структурно-параметрического синтеза отдельных подсистем управления движением ДТМ, отличающаяся от известных аналогов способами построения детерминированных обратных связей и нечетких логических алгоритмов в контуре компенсации возмущающих воздействий.

Практическая значимость. Результаты диссертационной работы использовались в АО «МК «Витязь» при:

1) подготовке технического задания на разработку и изготовление автоматической гидравлической рулевой системы транспортера;

2) выборе структурных элементов для автоматической гидравлической рулевой системы транспортера ДТ-10.

Планируется использование полученных результатов диссертации при проектировании новых образцов двузвенных транспортных механизмов.

Результаты диссертационной работы также используются в учебном процессе при подготовке бакалавров направления 27.03.03 «Системный анализ и управление», 27.03.04 «Управление в технических системах»

Основные результаты исследования, выносимые на защиту:

1. Модели мобильных двухзвенных транспортных механизмов как объекта управления их движением.

2. Метод структурного синтеза и декомпозиции системы автоматического управления движением мобильных двухзвенных транспортных механизмов.

3. Структурно-параметрический синтез детерминированных подсистем управления движением мобильного ДТМ, функционирующих в штатных режимах работы объекта.

4. Структурно-параметрический синтез интеллектуальных подсистем управления движением мобильного ДТМ, функционирующих в условиях воздействия опасных возмущений.

5. Результаты анализа и реализации предлагаемых систем автоматического управления движением мобильных ДТМ.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических конференциях, в том числе: ВНТК «Динамика машин и рабочих процессов» (Челябинск, ЮУрГУ, 2012); ВНТК «Наукоемкие технологии в машиностроении» (УГАТУ, 2012, 2013, 2014, 2015); Мавлютовские чтения (Уфа, УГАТУ 2013), Управление большими системами (Пермь, ИПУ им. В.А. Трапезникова, 2017).

Результаты отдельных этапов и работы в целом обсуждались на научно-технических семинарах кафедры технической кибернетики УГАТУ.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 12 научных работ, в том числе 5 статей в изданиях, рекомендованных ВАК, и свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016662474 от 11.11.2016г.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка литературы, приложения, актов. Содержит 145 страниц машинописного текста, 145 рисунка, 5 таблиц, 7 приложений, 3 акта и библиографический список из 128 наименований.

Благодарности. Автор выражает огромную благодарность консультанту диссертационной работы к.т.н., профессору, Чингизу Асхатовичу Яруллину за высококвалифицированные консультации в области управления гидравлическими исполнительными механизмами, а также за помощь и поддержку при выполнении научных исследований.

Глава 1. Анализ проблемы создания систем автоматического управления движением двухзвенных механизмов на плоскости

1.1 Актуальность проблемы исследования и создания систем автоматического управления многозвенными динамическими объектами

В настоящее время в современной науке и технике имеется четкая тенденция развития исследования и управления многозвенными механизмами и телами. В производстве уделяется достаточно большое внимание автоматизации данных механизмов, так как под данный класс динамических систем, как к наиболее перспективному классу, относятся объекты робототехники. Важное место в вопросах автоматизации промышленного производства занимают роботы-манипуляторы, которые применяются во многих сферах жизнедеятельности общества. К другим классам многозвенных систем относятся многозвенные «змееподобные» мобильные роботы, решающие важные задачи в технике. В отдельный класс многозвенных динамических систем можно отнести многозвенные транспортные средства. К ним относятся транспортные средства с прицепами, автопоезда, двухзвенные и многозвенные гусеничные машины.

Вопросы исследования транспортных многозвенных систем подобны вопросам исследования в робототехнических системах. Двухзвенные транспортные механизмы подходят к классу мобильных роботов и в то же время являются сложными сочлененными многозвенными механизмами.

Исследованию многозвенных роботов манипуляторов и управлению ими посвящено большое количество научных работ. Из этих работ более всего подходят к задачам, решаемым автором диссертации, работы [4, 37, 39, 57, 58, 64, 92, 108, 111]. Теория систем управления многозвенными роботами известна [20, 26, 35, 39,40, 43, 53, 62, 63] и хорошо изучена. Разработки в области

управления многозвенными телами мотивированы в основном вопросами обеспечения безопасности людей при экстремальных условиях [109], а также для обеспечения сельскохозяйственных работ мобильными роботами.

К сожалению, научные работы по синтезу систем управления беспилотными двухзвенными гусеничными машинами и их исследованию отсутствуют. В результате литературного поиска найдены всего четыре работы, связанные с динамикой и поворотами двухзвенных транспортных механизмов. Первая работа [95] посвящена созданию имитационной модели поворотов ДТМ «Витязь». Вторая – боковым уходам двухзвенных транспортных механизмов при его движении по криволинейной траектории [35]. Данная методика позволяет определить углы и скорости уводов при движении ДТМ по криволинейной траектории. Для этого необходимо знать геометрические размеры ДТМ, угол складывания звеньев, массы этих звеньев.

В работе [7] авторы предлагают статическую модель на основе уравнений моментов, которая позволяет определять значения сил, действующих на звенья двухзвенных транспортных механизмов в зависимости от угла складывания звена. На рисунке 1.1 представлена схема расстановки сил, которая предлагается авторами.

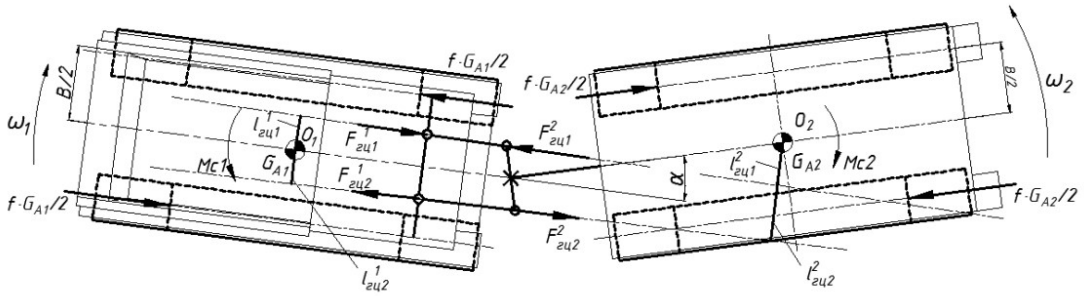


Рисунок 1.1. Расчетная схема для получения модели

Авторы предлагают уравнение, на основе которого возможно наблюдение усилия на штоке силового гидроцилиндра поворотно-сцепного устройства:

$$M_{c1} + \frac{f \cdot G_{A1} B}{2} B = F l^{1}_{гц\,1} + F l^{1}_{гц\,2},$$

$$F(l^1_{гц1} + l^1_{гц2}) = \frac{M_{c1} + \frac{f \cdot G_{A1} B}{2} B}{(l^1_{гц1} + l^1_{гц2})},$$

где M_{c1} – момент сопротивления вращательному движению звеньев транспортера, F – сила развиваемая гидравлическим цилиндром, $l^1_{гц1}, l^1_{гц2}$, – плечи сил развиваемых гидроцилиндром, $\frac{fG_{A1}}{2}$ – сопротивление действующее при возвратно-поступательном движении транспортера, B – ширина транспортера.

Такая модель дает возможность совершать кинематический и силовой анализ, позволяющий определить силы, возникающие при повороте, необходимые для расчета подвижности, проходимости и маневренности гусеничных двухзвенных транспортных машин, а также для определения величины нагрузки на их конструкции.

В работе [85] авторы предлагают метод повышения устойчивости хода двухзвенных транспортных механизмов на основе активного динамического воздействия на угол вертикального складывания. Справедливость алгоритмов управления была подтверждена имитационным моделированием.

Динамика двухзвенных колесных машин рассматривается в двух работах одного автора [31, 32]. В первой работе автор исследует тяговые и динамические качества автопоездов в зависимости от характера связи между тягачом и прицепом. Он предлагает на стадии проектирования решить задачу по прогнозированию характеристик прямолинейного движения автопоезда по бездорожью:

- при буксировании прицепа движущимся тягачом с жесткой связью;
- при буксировании прицепа движущимся тягачом с гибкой связью (односторонней на тросе);
- при буксировании прицепа неподвижным тягачом с использованием лебёдки и анкерно-упорного устройства.

Исследования проводились на основе имитационной модели прямолинейного движения колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту.

Во второй работе приведены результаты исследования криволинейного движения автопоезда в составе тягача с колесной формулой 8х8 и многоосного прицепа по ровному недеформируемому опорному основанию, определены различные алгоритмы управления поворотом колёс прицепа и тягача, направленные на повышение маневренности и обеспечение движения в заданном габаритном коридоре. Исследования проводились на основе имитационной модели. Для теоретического исследования криволинейного движения автопоездов на горизонтальном опорном основании было предложено считать связь сочленения узлов упругодемпфирующей.

В работе [55] рассматривается упрощенная модель движения тракторного поезда, состоящего из трактора с прицепом. В качестве расчетной схемы выбирается двухзвенная маятниковая система, состоящая из двух стержней, соединенных цилиндрическим шарниром. Для составления имитационной модели, т. е. описания движения системы с помощью дифференциальных уравнений, используется классический математический аппарат моделирования движения механических систем, основанный на уравнениях Лагранжа второго рода. На рисунке 1.2 представлена расчетная схема, предложенная авторами.

Модель движения транспортного средства представлена уравнением:

$$T = T_{тр} + T_{тел} = \frac{m_{тр}R^2}{2}\frac{d^2\varphi}{dt} + \frac{m_{тр}l_{тр}^2}{2}\frac{d^2\varphi}{dt} +$$
$$+ m_{тел}(\frac{R^2}{2}\frac{d^2\varphi}{dt} + \frac{l_{тел}^2}{8}\frac{d^2\psi}{dt} + Rl_{тел}^2\frac{d^2\varphi}{dt}\psi\sin\psi + \frac{l_{тел}^2\psi}{8}),$$

где $m_{тр}$ – масса трактора, R – радиус кривизны траектории трактора, φ – угловое положение трактора, ψ – угол между трактором и прицепом, $m_{тел}$ – масса прицепа, $l_{тел}$ – длина тележки, $l_{тр}$ – длина трактора.

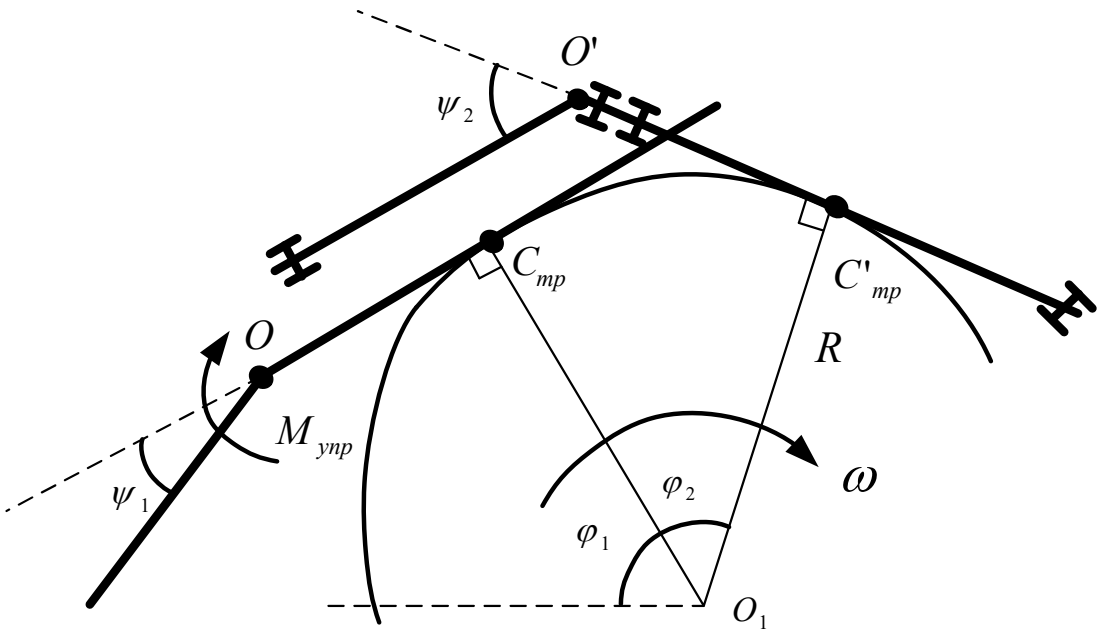


Рисунок 1.2. Расчетная схема двухзвенного колесного транспортного средства

На основе разработанной модели авторы разработали метод формирования величины момента управления, действующего на прицеп со стороны сцепного устройства, при котором обеспечивается лучшее воспроизведение заданной траектории:

$$M_{упр} = \frac{24^2}{7} \frac{m_{тел} l_{тел}^2 (\psi_{кон} - \psi_{нач})}{t_{rjy}^2}.$$

Работа [50] является наиболее близкой к тематике данной работы. В рассматриваемой работе автор предлагает систему траекторного управления гусеничным роботом, основанной на обратной связи по скоростям перемещения гусениц по плоскости. Робот рассматривается как материальная точка с действующими на нее силами со стороны гусениц (рисунок 1.3).

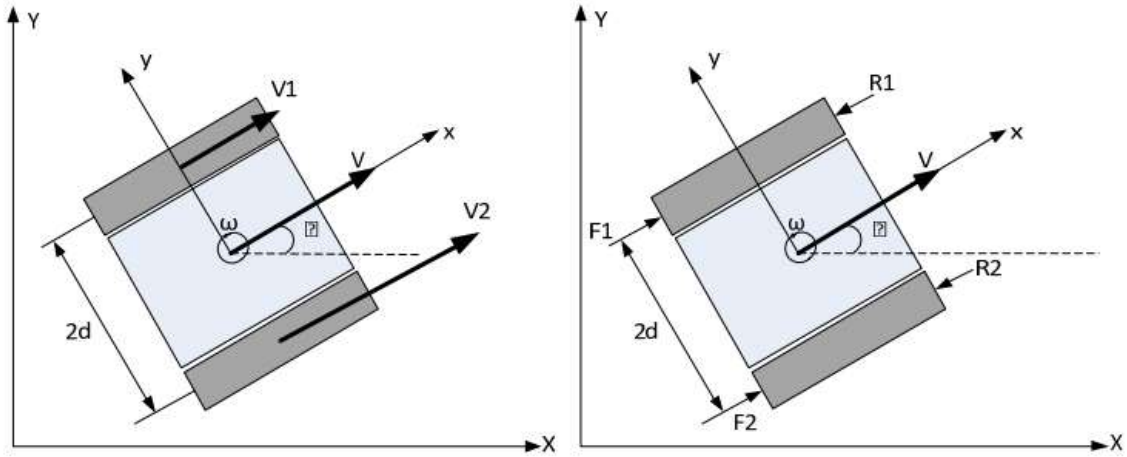


Рисунок 1.3. Структурная схема управления гусеничным роботом

Математическая модель гусеничного робота состоит из трех уравнений:

$$m\frac{dV}{dt} = \frac{c\xi}{r}(I_1 + I_2) - \mu_X mg,$$

$$J\frac{d\omega}{dt} = \frac{ncd}{r}(I_1 + I_2) - \mu_Y \frac{mgl}{3},$$

$$L\frac{dI_i}{dt} = -R \cdot I_i - \frac{c_e n}{r}(V + (-1)^{i+1} d\omega) + U_i, i = 1,2,$$

где $m-$масса гусеничного робота, $V-$скорость движения гусеничного робота, I_1, I_2-силы тока в обмотках двигателей гусениц, $J-$момент инерции робота, $\omega-$полуширина робота, c_e-электрическая постоянная двигателя, $c-$механическая постоянная двигателя, $l-$длина робота, $\omega-$угловая скорость вращения робота.

Структурная схема адаптивной системы управления движением гусеничного робота с настройкой регулятора представлена на рисунке 1.4.

На рисунке 1.5 представлены траектории реального управляемого гусеничного робота и ее имитационной модели. Сравнение траекторий показывает хорошие динамические свойства разработанной системы управления.

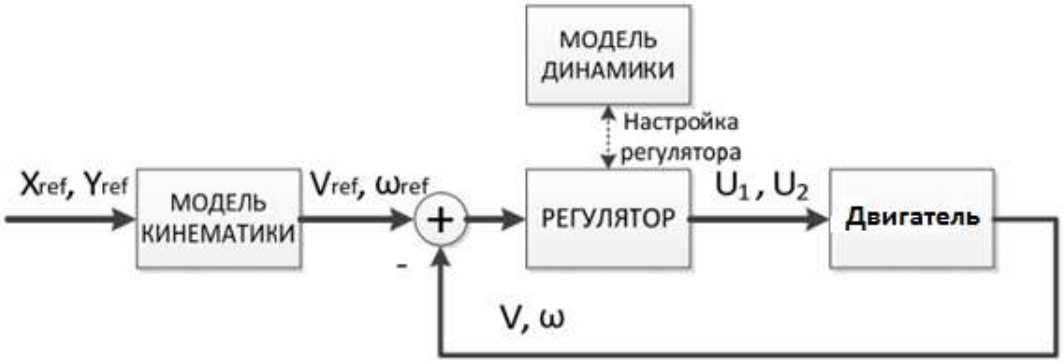


Рисунок 1.4. Структурная схема управления гусеничным роботом

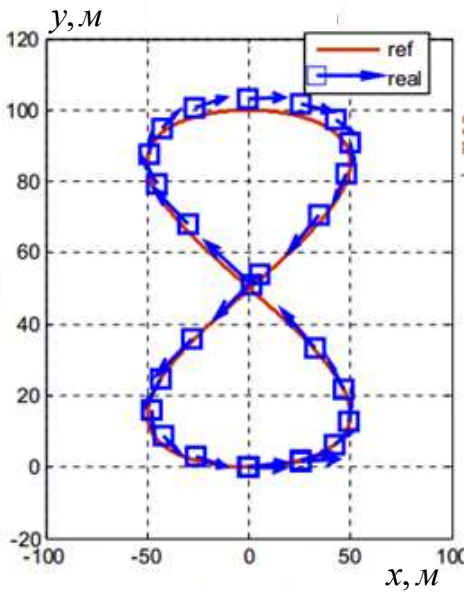


Рисунок 1.5. Траектория движения модели гусеничного робота

Из рисунка 1.5 видно, что модель управляемого гусеничного робота адекватна реальному техническому объекту.

Вопросы исследования движения многозвенных тел в виде роботов-манипуляторов на плоскости и в пространстве хорошо изучены. Также хорошо изучены вопросы создания мобильных роботов и систем управления движением гусеничных роботов. Однако вопросы исследования динамики и управления двухзвенными транспортными механизмами плохо изучены в современной науке.

Таким образом, разработка систем автоматического управления двухзвенными транспортными механизмами является актуальной.

1.2 Анализ методов исследования движения многозвенных тел

Моделирование многозвенных тел на плоскости связано с трудностями описания сил реакции опоры, возникающих на шарнирах их сочленения. Это является причиной малого количества работ в этой области. При этом развитие науки в области создания систем управления траекторией транспортных средств принимает высокие тенденции развития на фоне создания беспилотных машин. Задача создания беспилотных ДТМ на ряду со сказанным является актуальным.

Литературный и патентный поиск по методам исследования динамических систем дает несколько используемых методов формирования имитационных математических моделей многозвенными телами на плоскости: метод электроаналогий, получение имитационных моделей на основе уравнения Лагранжа второго рода.

В методе электроаналогий, хорошо развитом и расширенном Н.Г. Чикуровым [107], в качестве наглядных образов исследуемых объектов применяются электрические схемы. Электрические схемы достаточно полно изучены. В отличие от механической энергии электрическая энергия передается в электрических цепях посредством ветвей, содержащих резисторы, конденсаторы, катушки индуктивности и др., а перераспределяется электрическая энергия между ветвями посредством узлов. Поэтому электрические процессы можно исследовать с помощью известных законов Кирхгофа, Кулона и т.д.

На рисунке 1.6 представлен пример расчетной схемы для балки, совершающей плоскопараллельное движение на плоскости. Эквивалентная электрическая схема для движения балки представлена на рисунке 1.7, по которой можно составить систему уравнений, описывающую движение балки.

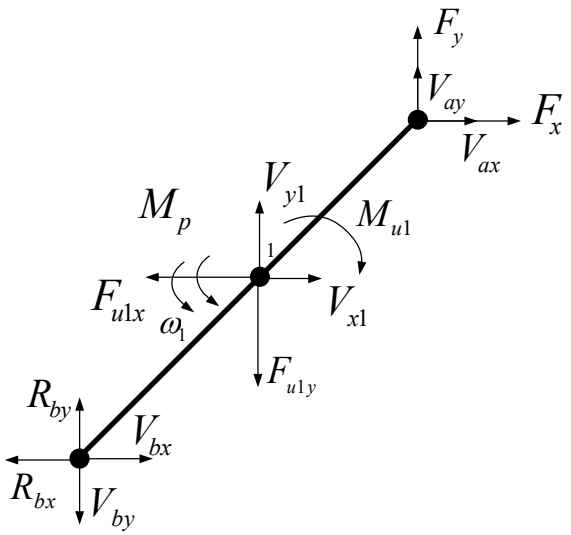


Рисунок 1.6. Расчетная схема для моделирования звена манипулятора методом электроаналогий

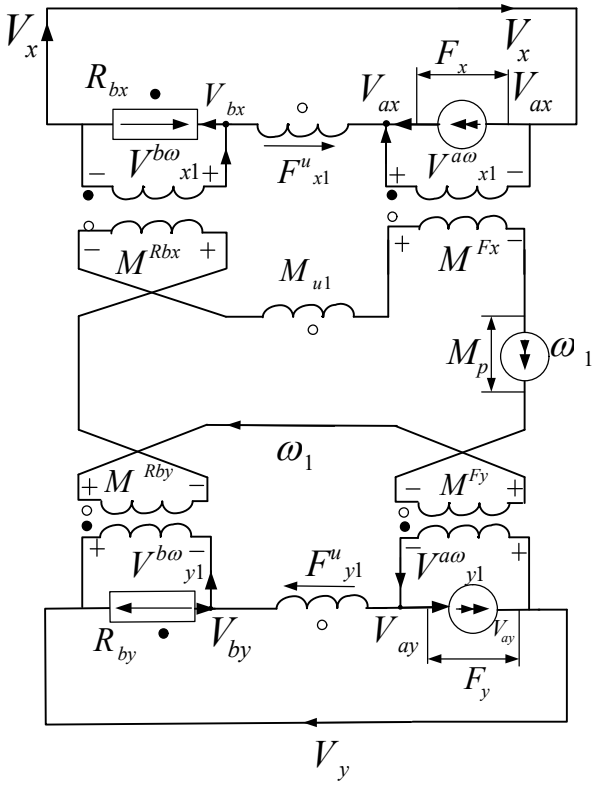


Рисунок 1.7. Эквивалентная электрическая схема для получения дифференциальных уравнений движения

Математическое описание электрических процессов часто совпадает с описанием процессов в объектах иной физической природы, что позволяет исследование явлений в неэлектрических системах заменить исследованиями аналогичных явлений в электрических цепях. Современные сложные машины и

механизмы представляют собой совокупность взаимодействующих механических, гидравлических, пневматических, электрических и других компонентов. Их динамические характеристики описываются уравнениями, которые связаны с механическими и электромагнитными явлениями, свойствами движущихся жидкостей и газов, распространением магнитных и тепловых потоков и т.д.

Применение уравнений Лагранжа второго рода дает достаточно простой метод решения задач исследования динамики. Важное преимущество этих уравнений состоит в том, что их вид и число не зависят ни от количества тел (или точек), входящих в рассматриваемую систему, ни от того, как эти тела движутся; число уравнений Лагранжа определяется только числом степеней свободы. Кроме того, при идеальных связях в правые части уравнений входят обобщённые активные силы и, следовательно, эти уравнения позволяют заранее исключить из рассмотрения все наперёд неизвестные реакции связей.

Основная задача динамики в обобщённых координатах состоит в том, чтобы, зная обобщённые силы Q_1, $Q_1,\ldots,Q_n$ и начальные условия, найти закон движения системы, то есть определить обобщённые координаты q_1, $q_1,\ldots,q_n$ как функции времени. Уравнения Лагранжа представляют собой обыкновенные дифференциальные уравнения второго порядка относительно обобщённых координат q_1, $q_1,\ldots,q_n$ и составляются независимо от того, рассматривается ли абсолютное (по отношению к инерциальной системе отсчёта) или относительное движение механической системы. Из полученных уравнений, если заданы действующие силы и начальные условия, можно, интегрируя эти уравнения, найти закон движения системы. Если же задан закон движения, то составленные уравнения позволяют определить действующие силы [90].

Подавляющее большинство работ по моделированию многозвенных тел посвящены математическому описанию и управлению в области робототехники. В настоящее время наука имеет большой опыт исследования динамики и управления многозвенными сочлененными телами в такой области техники, как

робототехника, в частности, в имитационном моделировании роботов манипуляторов.

Методикам исследования многозвенных манипуляторов посвящены работы [39, 58, 64, 108, 111], и в них используется метод получения имитационных моделей посредством составления уравнений Лагранжа второго рода.

Наиболее подходящими целям работы являются исследования с моделированием трехзвенного змееподобного робота. Робот, расчетная схема которой показана на рисунке 1.8, перемещается по плоской шероховатой поверхности за счет изменения геометрической конфигурации. При этом мобильный объект должен постоянно сохранять контакт с горизонтальной поверхностью [111].

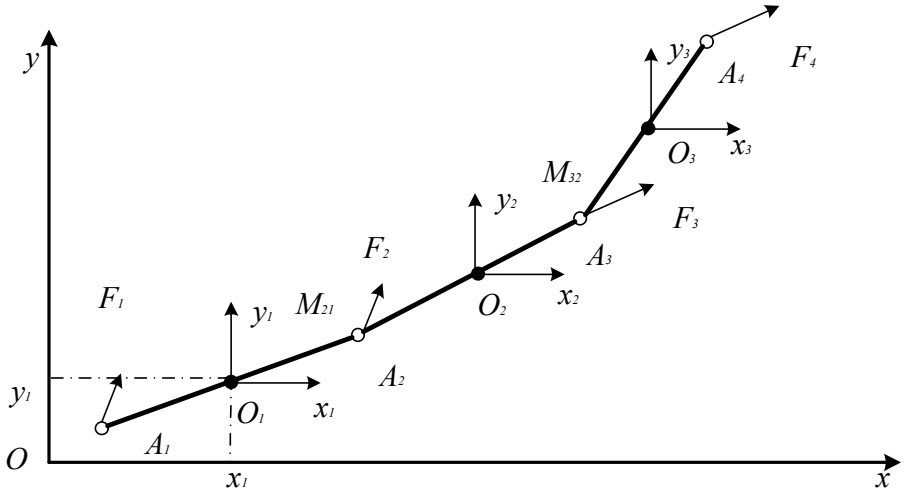


Рисунок 1.8. Расчетная схема многозвенного робота

Модель движения робота составляется на основе уравнения Лагранжа второго рода. При этом модель позволяет наблюдать только координаты первого звена. Результаты модели являются адекватными и ожидаемыми.

Существуют основные два метода формирования имитационных математических моделей. Метод, основанный на составлении уравнения Лагранжа второго рода, позволяет свести движение к одному из звеньев и рассматривать обобщенные координаты движения системы. Другим хорошим способом получения имитационной модели является метод, основанный на

аналогии любого движения в материальном мире. Ввиду хорошей осмысленности электротехники, рассматривая сложное движение многозвенных тел в виде многоконтурной электрической схемы и пользуясь законами Кирхгофа, можно получить систему дифференциальных уравнений. Такая система уравнений будет исчерпывающей.

Однако, оба метода дают сложные по структуре модели. При расчете моделей совместно с управляющей системой, в виду громоздкости системы уравнений, требуется много времени на реализацию метода, и при возрастании порядка системы уравнений модель не дает адекватных результатов.

Таким образом, имеющиеся методы исследования и синтеза систем управления многозвенными транспортными системами плохо проработаны и требуют дальнейшего совершенствования.

1.3 Технические характеристики и область применения мобильных гусеничных двухзвенных транспортных механизмов типа «Витязь»

ОАО МК “Витязь” является одним из мировых лидеров по производству наземных транспортных средств высокой проходимости, предназначенных для перевозки грузов и людей в особо сложных дорожных и климатических условиях.

Основанное в 1977 году АО МК “Витязь” является единственным в России производителем уникальных плавающих мобильных гусеничных ДТМ семейства ДТ «Витязь» грузоподъемностью от 3-х до 30-ти тонн (рисунки 1.9, 1.10,1.11). Эти вездеходы успешно эксплуатируются в условиях сплошного бездорожья, болот, снежной целины, низких и сверхнизких температур Крайнего Севера, Сибири, Арктики и Антарктики, а также высоких и сверхвысоких температур песчаных пустынь Средней Азии и Аравии, сверхвысокой влажности тропиков и разряженного воздуха высокогорья.

Благодаря универсальности конструкции ДТ "Витязь" с успехом могут использоваться в качестве базовых шасси, для размещения на них комплексов вооружений, грузоподъемного, погрузочно-разгрузочного, землеройного и другого технологического оборудования различного назначения.

АО «МК «Витязь» располагает полным производственным технологическим циклом, в который входят следующие технологические переделы: заготовительное, механообрабатывающее, металлорежущее, литье алюминиевых сплавов, сварочное, термообрабатывающее, гальванопокрытие, сборочное.

Рисунок 1.9. Гусеничный двухзвенный транспортный механизм ДТ-10П

Предприятие оснащено всем необходимым технологическим оборудованием. Собственное инструментальное производство обеспечивает основное производство специальным инструментом и оснасткой. Завод имеет развитую инженерную сеть, сеть подъездных и внутризаводских автодорог, железнодорожных путей [25].

Наиболее эффективно ДТ используются в составе аварийно-спасательных групп при поисковых и аварийно-спасательных работах в экстремальных условиях, возникающих во время стихийных бедствий, когда требуется в условиях бездорожья, наводнения, снежных заносов, обвалов и массовых

разрушений быстро эвакуировать из зоны бедствия людей, животных, ценные и крупногабаритные грузы весом до 30 т, доставить в зону бедствия спасателей с их оборудованием, врачей и продовольствие.

Рисунок 1.10. Гусеничный двухзвенный транспортный механизм ДТ-30П

Компоновочные решения гусеничных двухзвенных транспортных механизмов ДТ-30П одинаковы. Оба звена имеют сварные герметичные корпусы. Силовая установка расположена на первом звене за кабиной. От двигателя крутящий момент передается посредством карданного вала к гидромеханической трансмиссии и далее передаются к коническим и бортовым редукторам и ведущим колесам обоих звеньев. Габаритные параметры двухзвенного транспортного механизма ДТ-10П представлены на рисунке 1.12.

Рисунок 1.11. Гусеничный двухзвенный транспортный механизм ДТ-3П

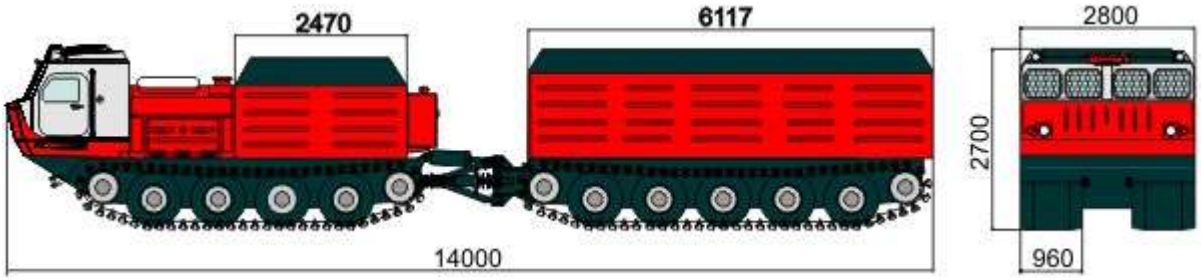


Рисунок 1.12. Габаритные параметры двухзвенного транспортного механизма ДТ-10П

Ходовая часть состоит из четырех широких резинотканевых ленточных гусениц с остальными сварными поперечинами (ширина гусеницы– 960 мм для ДТ-10П и1100 мм для ДТ-30П), четырех ведущих колес гребневого зацепления с девятью парами полиуретановых роликов, опорных катков с резино-губчатым наполнителем (18 катков для ДТ-10П и 24 катка для ДТ-30П) и четырех направляющих колес с двумя полиуретановыми венцами. Подвеска независимая, торсионная с пружинными упорами на всех катках.

Важнейшее достоинство гусеничных ДТМ – высочайшая проходимость в сочетании с большой грузоподъемностью. Компоновочная схема ДТМ позволяет применить кинематический способ поворота путем складывания звеньев в горизонтальной плоскости без изменения тягового усилия на ведущих колесах. ДТМ имеет низкое удельное давление на грунт (не более 0,3 кг/см^2) и способен преодолевать водные преграды на плаву со скоростью 5 – 6 км/ч, ров шириной до 3,5 м и вертикальную стенку высотой до 1,5 м, подъемы крутизной до 35° и косогоры до 20°, снежную целину глубиной до 2 – 3 м, практически все виды болот. Дизельный двигатель обеспечивает машину мощностью 710 л.с.

Применение в трансмиссии блокируемых межзвенного и двух межбортовых дифференциалов позволяет при необходимости осуществлять движение даже на одной из четырех гусениц, что повышает живучесть машины.

Высокие свойства гусеничного двигателя в сочетании с возможностью преодоления водных преград на плаву и уверенным маневрированием в любых условиях позволяют считать гусеничные двухзвенные транспортные

механизмы ОАО «МК«Витязь» уникальными вездеходными машинами, способными без предварительной разведки и инженерного обустройства маршрута движения преодолевать большие пространства, недоступные для других наземных транспортных средств.

Гусеничные двухзвенные транспортные механизмы успешно эксплуатируются во всем экономическом секторе на всей территории России и в Антарктиде. Особо надежным, а при некоторых условиях просто незаменимым, показал себя «Витязь» при разработке нефтяных и газовых месторождений.

В отличие от зарубежных, отечественные ДТМ не имеют ограничений при движении по дорогам и пересеченной местности. Зарубежные ДТМ не рекомендуется использовать даже по сухим грунтовым дорогам, так как в этом случае не гарантируется надежность ходовой части.

Передаточные числа конических редукторов обоих звеньев имеют отличные от аналогов транспортера «Витязь» передаточные числа. Это обеспечивает максимальную скорость движения ДТМ до 45 км/ч. В ходовой части установлены опорные катки повышенного ресурса и повышенной грузоподъемности. Для повышения жесткости и прочности корпуса 1-го звена введен силовой пояс. Установлена 5-местная кабина повышенной комфортности. На обоих звеньях использованы средства снижения заметности от технических средств разведки, а также предусмотрена установка локальной защиты от пуль и осколков. Применено новое противопожарное оборудование, предназначенное для автоматического обнаружения и тушения пожара в моторно-трансмиссионом отсеке. На отдельных модификациях машин предусмотрена установка мест для перевозки личного состава, а для погрузки-выгрузки перевозимой техники в корме второго звена предусмотрены откидывающиеся аппарели. Результаты приемочных испытаний машин подтвердили эффективность принятых конструктивных и технических решений при проведении модернизации ДТМ. Новое семейство

модернизированных гусеничных ДТМ ДТ-10ПМ, ДТ-20ПМ и ДТ-30ПМ получило наименование «Вездесущий» [109].

Основой управления движения ДТМ является принцип двухзвенности. Поворот ДТМ осуществляется изменением углового положения переднего и заднего звеньев относительно друг друга с помощь силовых гидроцилиндров (рисунок 1.3).

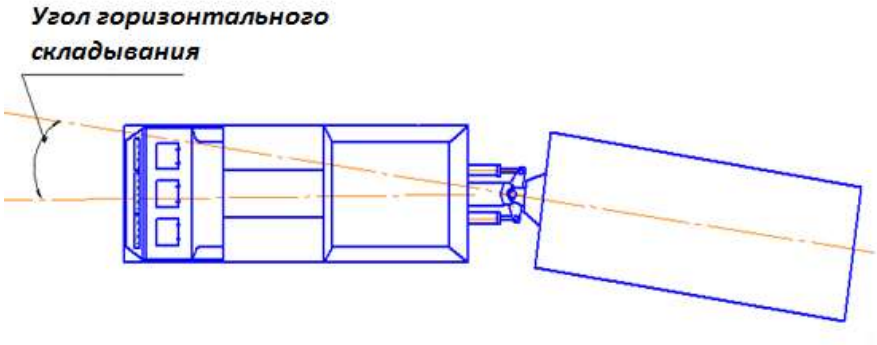


Рисунок 1.13. Схема ДТМ: вид сверху

Фотография поворотно-сцепного устройства (ПСУ) показана на рисунке 1.14. ПСУ имеет четыре силовых гидравлических цилиндра. Два цилиндра управляют горизонтальным и два – вертикальным складыванием. В работе рассматривается система управления горизонтальным складыванием.

Рисунок 1.14. Фотография поворотно-сцепного устройства

Кинематическая схема поворотно-сцепного устройства для совершения горизонтального складывания представлена на рисунке 1.15. Силовые цилиндры установлены под углом относительно оси симметрии так, что плечи сил,

действующие на второе, заднее звено, со стороны штоков силовых цилиндров больше, чем на первое. Соответственно момент сил на второе, заднее звено, под действием которых совершаются складывание, больше, чем на первое звено.

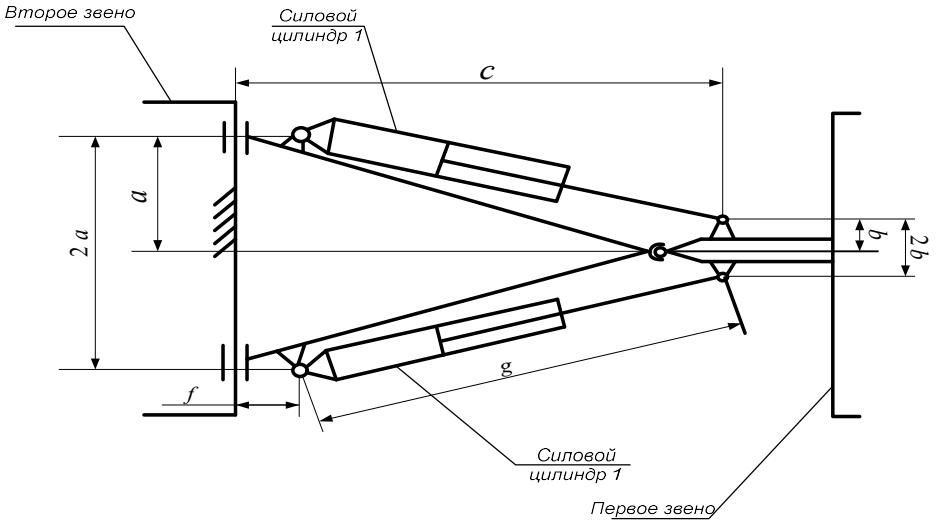


Рисунок 1.15. Схема поворотно-сцепного устройства

Руль управления гусеничным ДТМ механически связан с золотником, питающим жидкостью рабочие силовые цилиндры, под действием которых совершается поворот звеньев относительно друг друга (рисунок 1.16). При этом, изменением степени открытия золотника можно управлять только скоростью изменения углового положения. При любой степени открытия золотника движение поршней силовых цилиндров будет продолжаться до «упора». Для фиксации угла поворота руль машины необходимо вернуть в начальное положение.

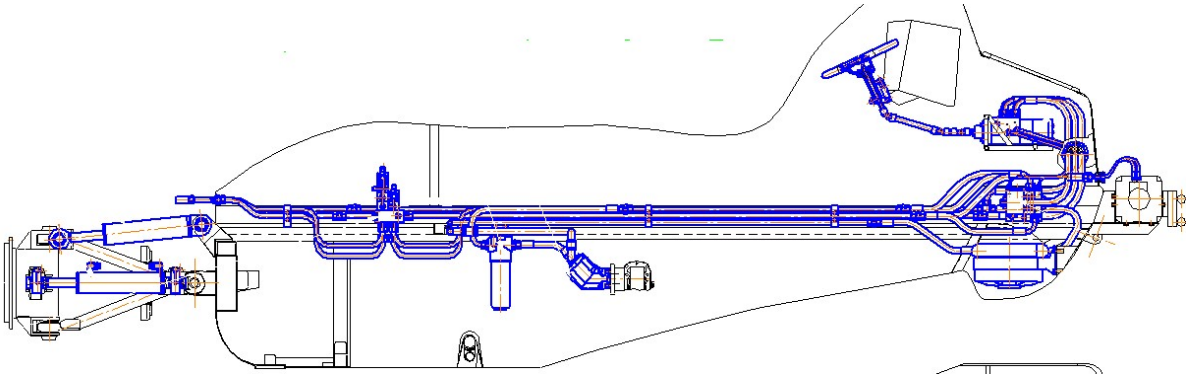


Рисунок 1.16. Схема гидравлическая рулевого устройства

Описанная выше схема не обеспечивает пропорционального управления поворотом и является, по сути, разомкнутой с отсутствием обратной связи по угловому положению. Это создает большие неудобства в управлении, т.к. требует специальных навыков и высокого искусства водителя. В настоящее время актуальной является задача разработки пропорционального гидравлического привода рулевого управления ДТМ. Управление при этом требует хороших навыков водителя и является неудобным. Гидравлическая схема рулевого устройства представлена на рисунке 1.17.

В гидравлических системах существует множество преимуществ, используемых в транспортной системе. Эти системы из-за малых диаметров трубопроводов обратной связи, выполненной на гидравлической элементной базе, больше подвержены замерзанию. При этом техническое развитие современной электрической базы достаточно высокое. Хорошим решением будет использование гидравлических силовых исполнительных механизмов совместно с электрическими. Обратные связи на электрической элементной базе имеют ряд преимуществ по сравнению с обратной связью на гидравлической элементной базе:

- независимость динамики электрической обратной связи от температуры окружающей среды;

- отсутствие утечки жидкости в электрических узлах, что улучшает санитарные показатели места монтажа оборудования;

- надежность электрической обратной связи по сравнению с гидравлической, связанной с наличием движущихся и трущихся частей в гидравлических системах, что увеличивает предполагаемую наработку системы «на отказ»;

- компактность монтажа электрической обратной связи по сравнению с гидролиниями и арматурой, которые имеют большие габариты и массу и требуют больших трудозатрат при обслуживании.

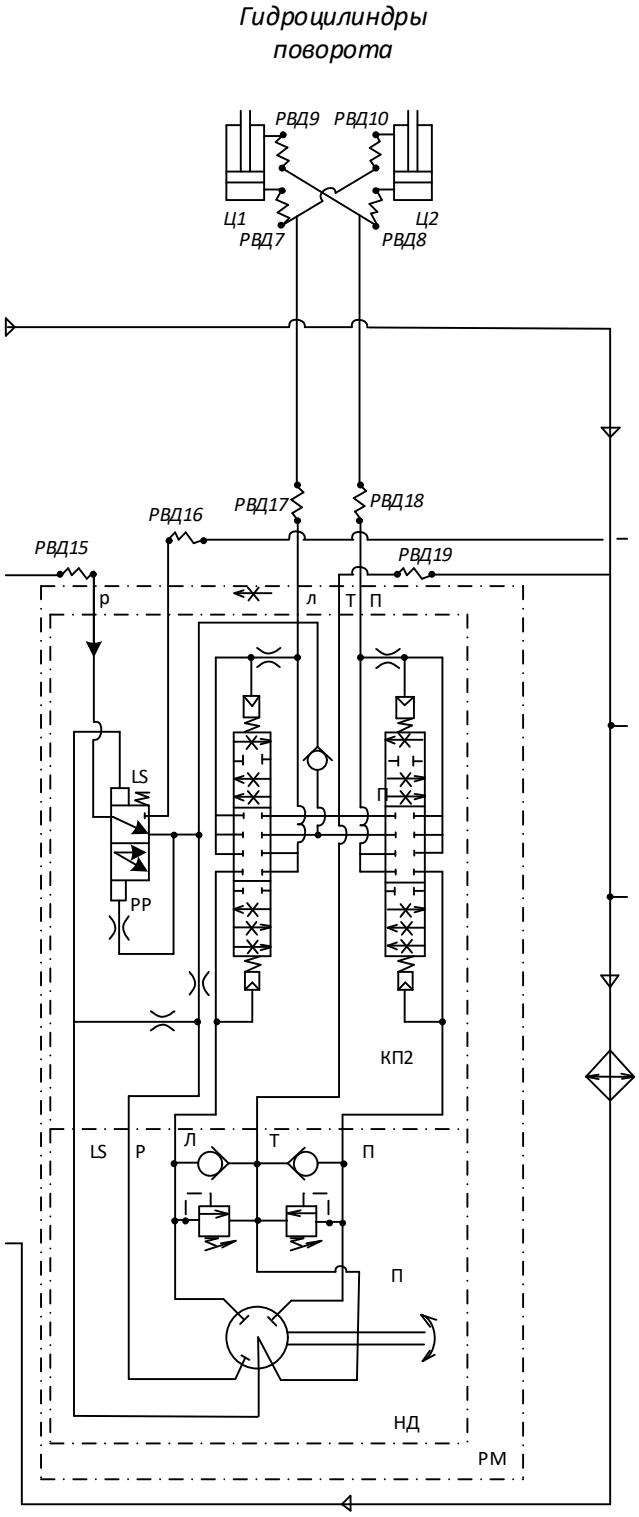


Рисунок 1.17. Схема гидравлическая рулевой системы ДТМ

На изделиях менее 10 тон используются рулевые системы с гидравлической обратной связью, принципиальная гидравлическая схема которой представлена на рисунке 1.18

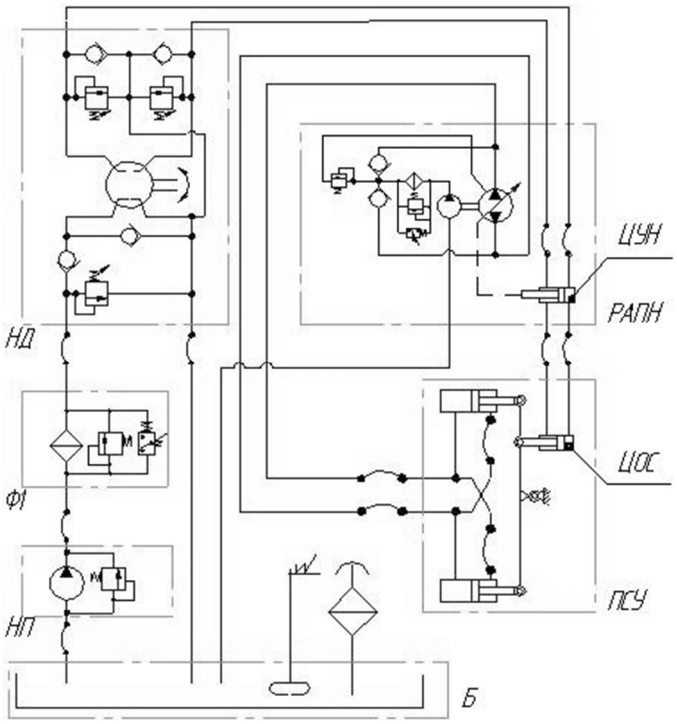


Рисунок 1.18. Принципиальная гидравлическая схема привода с обратной гидравлической связью: НД - насос дозатор; ЦУН - цилиндр управления насосом; РАПН - регулируемый аксиально-поршневой насос; ПСУ - поворотно-сцепное устройство; ЦОС - цилиндр обратной связи.

Важной задачей при исследовании и проектировании силовых систем с обратной связью является формализация объекта и получение методик проектирования. Данные методики вытекают из имитационного моделирования систем.

Наряду с методом формирования математических моделей, основанном на методе электроаналогий, который описан ранее, для формализации гидравлической системы скалывания ДТМ можно выделить еще два метода. Это модели типа «вход – выход» и метод, основанный на получении уравнений с помощью закона баланса расходов.

Метод получения моделей типа «вход – выход» основан на использовании преобразования Лапласа и теории автоматического управления и сформировался при изучении динамики процессов управления техническими объектами различной природы [31, 80, 81], например, ДТМ. Применение этого метода дает

возможность объективно исследовать динамику процесса с оценкой запасов устойчивости и оценкой точности исследуемого процесса, а также исследовать свойства системы с точки зрения структуры объекта, и является единственным способом корректировки сложных динамических объектов. Однако, характер движения гидравлических систем определяется большим количеством геометрических и конструктивных постоянных параметров, которые в данном методе пропорциональны коэффициентам уравнений, описывающих объект, и поэтому не могут быть учтены адекватно при использовании методов известных теорий. С другой стороны, наука не имеет методик, позволяющих воспользоваться классическим методом формализации процесса движения для двухзвенных транспортных механизмов в силу их конструкционных особенностей.

Метод электроаналогий подобен операторному методу и не дает возможности учесть некоторые законы в области гидравлики и гидропривода при моделировании объекта, так как движение жидкости рассматривается как движение материальной точки. В связи с этим затрудняется определение конструктивных и геометрических постоянных коэффициентов уравнений, описывающих движение объекта гидравлической природы. Также для получения адекватной модели сложной технической системы, такой, как: рулевой привод ДТМ, система уравнений, описывающая движение объекта, принимает высокий порядок.

Уравнения, описывающие гидравлическую часть системы, и полученные в результате использования метода баланса расходов жидкости в трубопроводе, составляются на основе определения суммы расходов, а механическая часть – на основе второго закона Ньютона. Данный метод наиболее полно для гидравлических приводов описан в работе [29] и позволяет учесть большое количество постоянных параметров, определяющих характер движения объекта. Достоинство этого метода в том, что имитируется каждая переменная рулевого механизма. К достоинствам модели можно отнести: оптимальные размеры

составляемых систем уравнений, полноту учета переменных уравнения, возможность учета в модели законов гидравлике. Это дает возможность использовать постоянные параметры в модели непосредственно, не прибегая к дополнительным преобразованиям, что делает метод удобным при проектировании. Недостатком метода является невозможность осмыслить и оценить свойства системы с точки зрения структуры объекта, что является несущественным, так как исследования по выбранной модели показывают хорошую устойчивость.

Для создания беспилотных машин требуется разработка системы автоматического управления горизонтальным складыванием транспортера. Ввиду особенностей конструкции для двухзвенных гусеничных ДТМ требуется сложный привод управления поворотами кинематических звеньев машины. Система управления движением двухзвенных транспортных механизмов является сложной и состоящей из двух подсистем. Первая подсистема включает в себя рулевой привод, представляющий систему автоматического управления горизонтальным складыванием двухзвенного транспортера. Вторая подсистема представляет собой систему управления движением ДТМ на плоскости.

Таким образом, для совершенствования системы автоматического управления движением ДТМ необходимо использование конструктивных особенностей кинематики поворотно-сцепного устройства и разработка системы автоматического рулевого управления поворотами ДТМ при эксплуатации в жестких климатических условиях.

1.4 Цель и задачи исследования

Естественным направлением прогресса и развития транспортных средств в современной науке и технике является разработка беспилотных машин, которая протекает совместно с совершенствованием имеющихся систем управления транспортными средствами.

Таким образом, целью данной исследовательской работы является разработка и реализация алгоритмов и систем управления мобильными двухзвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности. Для достижения данной цели нужно решение четырех задач.

Из имеющихся методов, позволяющих исследовать движения сложных двухзвенных динамических механизмов, можно выделить два способа. Первый способ – это построение математических имитационных моделей путем составления систем уравнение Лагранжа второго рода. Второй способ основан на методе электроаналогий, позволяющий получение дифференциальных уравнений по эквивалентным электрическим схемам механических объектов движения. Модель исследуемого движения двухзвенного транспортного механизма используется совместно с моделью привода руля. Порядок системы уравнений модели исследования при этом возрастает.

В связи с этим **первой задачей** является построение моделей движения мобильного ДТМ как объекта автоматического управления. При этом данная модель может быть использована в качестве методики анализа, на основе которой будет основана концепция построения системы управлений его движением. При этом поворотно-сцепное устройство двухзвенного транспортного механизма и ряд допущений позволяют приведение параметров движения второго кинематического звена ДТМ к первому. В результате модель движения ДТМ упрощается. При этом сохраняется точность и адекватность.

Концепция построения системы управления основана на ее декомпозиции на три подсистемы: а) подсистема автоматического управления гидравлическим рулевым приводом; б) подсистемы управления движением ДТМ в нормальных условиях функционирования; в) подсистемы стабилизации движения заносов ДТМ и компенсации опасных возмущающих факторов, влияющих на движение двухзвенного транспортного механизма.

Наряду с проектированием системы управления движения двухзвенного транспортного механизма возникает необходимость в проектировании

надежной рулевой системы. Поэтому **второй задачей** исследовательской работы является разработка методики построения и декомпозиции системы автоматического управления движением ДТМ.

Невозможно игнорировать тот факт, что наряду с эквивалентностью движения в системах с разной физической природой существуют и принципиальные различия. Развивающаяся база цифровой техники и численные методы решения дифференциальных уравнений позволяют учитывать особенности природы технических устройств разрабатываемых систем. В то же время можно использовать знания в области теории автоматического управления, которые очень хорошо изучены.

Таким образом, **третьей задачей** является структурно-параметрический синтез детерминированных и неполностью определенных подсистем управления движением ДТМ.

Из экспериментов с имитационной моделью следует, что для улучшения динамики управляемого ДТМ требуется введение дополнительных перекрестных связей между тяговой силой гусениц ДТМ и углом между кинематическими звеньями ДТМ при повороте. Такая связь создаст устойчивое движение машины в случаях ухудшения сцепления гусениц с грунтом при движении в болотистой местности, при преодолении водных преград. При согласовании возвратно-поступательного и вращательного движения водитель пользуется определенной логикой. При совершении поворотов водитель притормаживает, сбрасывая скорость. Поэтому предлагается использовать нечеткие логические блоки для осуществления связей между сепаратными подсистемами, стабилизирующие процессы заноса ДТМ.

Мобильный гусеничный двухзвенный транспортный механизм ДТ «Витязь» является техническим средством с большими массогабаритными параметрами, на которые действуют возмущающие факторы в виде пробуксовок, обрывов гусениц и т. п. Также возможен снос ДТМ течением при преодолении водных преград и вследствие плохого сцепления с грунтом.

Результаты численных экспериментов с полученной моделью движения объекта говорят о том, что при действии подобных возмущений требуются дополнительные меры системы автоматического управления, компенсирующее возмущающие воздействия. Вследствие описанных воздействий траектория ДТМ откланяется от заданного курса ввиду неустойчивости движения.

Четвертая задача заключается в разработке программного обеспечения для расчета разработанных моделей, а также в проведении численных и натурных экспериментов для проверки адекватности модели и эффективности интеллектуальной системы автоматического управления ДТМ. С целью верификации разработанных моделей с реальным объектом необходимо проведение натурных и численных экспериментов.

Выводы по первой главе

1.Показана актуальность совершенствования систем автоматического управления движением и поворотами двухзвенного транспортного механизма типа «Витязь».

2.Проведен сравнительный анализ существующих методов исследования и систем управления движением многозвенными телами и выявлены их недостатки. На основе проведенного анализа работ, связанных с исследованием динамики гусеничных двухзвенных транспортных механизмов, установлено, что для дальнейшего совершенствования системы автоматического управления ДТМ требуется применение интеллектуального управления и совершенствование системы автоматического управления рулевого устройства.

3.Сформулированы цель и задачи исследований диссертационной работы.

Глава 2. Методика анализа мобильного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция построения системы управления его движением

Материалы данной главы излагаются в соответствии с работами автора диссертации [41, 42, 47,97–101, 103, 105].

2.1 Выбор подхода к управлению движением мобильного двухзвенного транспортного механизма

2.1.1 Движение гусеничного двухзвенного транспортного механизма как многомерного объекта управления

Рассмотрим схему расстановки сил и параметров движения объекта (рисунок 2.1).

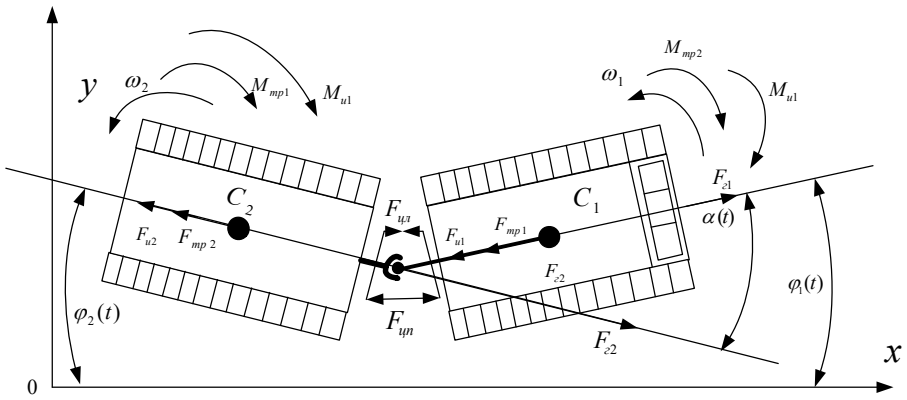


Рисунок 2.1. Расстановка сил при движении ДТМ: $\alpha(t)$ – угол поворотов ДТМ; $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ – углы положения кинематических звеньев ДТМ относительно оси координат; $F_{г1}(t)$, $F_{г2}(t)$ – тяга гусениц первого и второго звена, приведенные к центрам масс, соответственно; $F_{цп}(t)$, $F_{цл}(t)$ – силы, развиваемые гидравлическими цилиндрами; $F_{тр1}(t)$, $F_{тр2}(t)$ – диссипативные силы сопротивления движению ДТМ; $F_{и1}(t)$, $F_{и2}(t)$ – инерционная сила сопротивления движению звеньев; $M_{тр1}(t)$, $M_{тр2}(t)$ – моменты диссипативного сопротивления повороту звеньев; $M_{и1}(t)$, $M_{и2}(t)$ – инерционное сопротивления горизонтальному складыванию; $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ – угловые скорости поворотов звеньев.

Гусеничный двухзвенный транспортный механизм рассматривается как две материальные точки, соединенные с помощью шарнира. На каждое звено транспортера действуют тяговые силы со стороны гусениц: $F_{г1}(t)$, $F_{г2}(t)$. Угол складывания звеньев $\alpha(t)$, определяющий радиус поворота ДТМ параметр, задается силами, выдаваемыми парой гидравлических силовых цилиндров. Данные силы являются выходными параметрами гидрофицированного рулевого привода.

Модель типа «черный ящик» данного объекта движения будет иметь вид (рисунок 2.2):

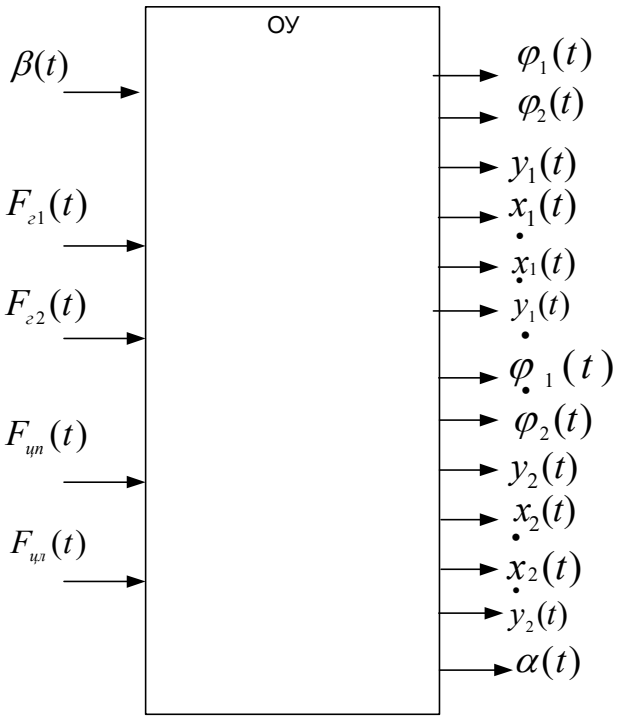


Рисунок 2.2. Модель типа «черный ящик» объекта движения:
$x_1(t)$, $x_2(t)$, $y_1(t)$, $y_2(t)$ – координаты звеньев ДТМ на плоскости

В общей сложности имитационная модель имеет пять входных и тринадцать выходных сигналов. В качестве наблюдаемых в автоматизированной системе параметров выступают координаты положения звеньев ДТМ, а по осям плоскости координат x и y угловые положения звеньев ДТМ $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ относительно оси y их производные, все производные описанных параметров, а

также угол складывания ДТМ или, иначе говоря, угол поворота звеньев относительно друг друга $\alpha(t)$.

В качестве регулируемых параметров будет скорость движения ДТМ, которая может быть вычислена из скоростей изменения положения ДТМ по осям, и угловое положение ДТМ относительно координат, так как этот параметр определяет направление движения ДТМ.

В связи с тем, что движение двухзвенного транспортного механизма является сложным и многомерным, исследование объекта движения и разработка управляющего устройства требует больших временных и интеллектуальных затрат.

2.1.2 Анализ подходов к управлению многомерными системами

Развитие науки, техники и технологий, бурное развитие автоматизации требует исследование многомерных объектов управления. Движение транспортных средств в пространстве и на плоскости является многомерным объектом и требует совершенствования теоретической базы. При этом сложные технические объекты являются в большинстве многомерными и многосвязными, для которых можно говорить о наличии перекрестных связей, за счет которых управляющее воздействие на любой из входов приводит к изменению несколько выходов. Примерами многосвязных систем могут служить любые транспортные системы, летательные аппараты, исполнительные подсистемы роботов; объекты металлургического производства (прокатные станы, сталеплавильные печи и др.); системы приводов, работающие на общую нагрузку; тренажерные и моделирующие стенды химических реакторов и т.п.

Для оценки многомерных систем справедлив аналог критерия Найквиста, опирающийся на построение матричной функции возвратной разности [116].

С помощью характеристических функций для многомерных систем возможно лишь качественно оценить динамические свойства, а получение

количественных оценок затруднительно. Кроме того, показано, что малые структурные изменения в виде дополнительных перекрестных связей приводят к значительным изменениям характеристических функций.

Для организации управления сложными техническими объектами предложены централизованный и децентрализованный подходы. Если алгоритм управления един, как и некий центр управления, то такое управление называют централизованным. Такой подход к управлению более предпочтителен, но связан с рядом проблем различного характера:

-необходимость применения всех переменных состояния о имитационной модели и измерение всех координат вектора состояния объекта управления, что является нецелесообразным для рассматриваемого объекта;

-увеличение размерности регулятора, т.к. возникает необходимость применения дополнительных контуров;

- сложность практической реализации системы управления, требующей выполнения в реальном времени большого объема вычислений;

- большие объемы оперативной информации.

Для организации децентрализованного управления необходимо распределение управляющих функций между несколькими узлами управления, в результате чего цель управления будет разбита на множество локальных целей. В сумме все управляющие узлы дадут регулятор, который соответствует глобальной цели управления. Положительным моментом децентрализованного управления является упрощение путей достижения целей при разработке таких систем управления из-за малых временных и интеллектуальных затрат. При организации такого подхода необходимо выделить определенную самостоятельность локальных частей всей системы.

Несмотря на то, что децентрализованный подход к управлению не всегда оптимален, даже в случае локально-оптимальной системы он дает возможность практического решения задачи управления многосвязным объектом, когда централизованное управление либо невозможно, либо нецелесообразно. В

настоящее время аналитические методы для определения необходимого метода или подхода к управлению отсутствуют. Поэтому возникает необходимость опыта предыдущих и аналогичных разработок, рекомендации методов структурного анализа и синтеза сложных систем, методы компьютерного моделирования. В работах [73, 114, 123, 121] представлены наиболее известные методы адаптивного управления для параметрически неопределенных объектов. Для решения проблем управления с использованием децентрализованного подхода предложен модифицированный метод адаптивного управления [76].

В многомерных и многосвязных динамических звеньях и объектах два или несколько выходных сигналов одновременно реагируют на изменения одного входного сигнала. При этом сила связи в каналах объекта управления может быть разной. Поэтому для организации процесса управления по отклонению необходимо выделить прямые и обратные связи. Четкого решения данного вопроса в настоящий момент не существует. Известные методы предполагают оценку интенсивности взаимодействий каналов в окрестностях статических режимов и основаны на выводе некоторого коэффициента чувствительности переменных состояния объекта к входным сигналам. Полученные данные с помощью данного метода позволяют учитывать данные влияния перекрестных связей и подходят для создания систем управления многосвязными системами [77, 78, 79]. Компенсация влияния перекрестных связей на сепаратную систему выполняется без организации дополнительных обратных связей.

Из имеющегося научного опыта разработки систем управления многомерными объектами движения в случае управления ДТМ подходит децентрализованный подход. Однако применение данного подхода к рассматриваемому объекту возможно лишь при использовании системного подхода как к синтезу системы управления, а также и к анализу движения ДТМ.

Таким образом, для реализации децентрализованного подхода к разработке систем управления автором предложены методы анализа движения ДТМ как объекта управления и концепцию построения его системы управления.

2.2 Методика анализа мобильного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция построения системы управления его движением

Анализ научно-технической литературы и патентный обзор показывают, что в большинстве работ имитационное моделирование движения многозвенных механических объектов выполняется на основе уравнения Лагранжа второго рода. Также существует метод электроаналогий, который позволяет получить уравнения имитационной модели, не прибегая к приведению движения кинематических звеньев к одному звену, и отразить динамику каждого кинематического звена в отдельности в виде уравнений. Эффективность этих методик проверена, но для ДТМ эти методики не в полной мере подходят. Во-первых, уравнения движения ДТМ, получаемые вышеописанными методами, имеют большой порядок и при рассмотрении их совместно с уравнениями сложного гидравлического привода руля и с алгоритмами управления становятся громоздкими и неудобными для использования. Данные методы целесообразны при решении вопросов механики, для исследования влияния изменения конструкции на движение объектов. Во-вторых, конструктивные особенности ДТМ позволяют упростить имитационную модель движения ДТМ на плоскости, представив ее как простое свободное плоскопараллельное движение. Поэтому использование известной теоретической базы исследования многозвенных тел нецелесообразно в случае двухзвенных транспортных механизмов.

Основой управления движения ДТМ является принцип двухзвенности. Поворот гусеничного вездехода осуществляется за счет угла складывания между передним и задним звеньями с помощью силовых гидроцилиндров [41]. Двухзвенный транспортный механизм является сложным и многомерным объектом управления. Движение ДТМ можно расчленить на три составляющих. Первая составляющая представляет собой движение гидравлического рулевого

устройства, предназначенного для складывания двух кинематических звеньев между собой. Угол между кинематическими звеньями $\alpha(t)$ (рисунок 2.3) уводит ДТМ от прямолинейного направления, тем самым совершается поворот ДТМ. Вторая составляющая движения представляет собой абсолютное движение ДТМ в виде движения двух его сочлененных кинематических звеньев на плоскости. Тогда складывание кинематических звеньев под действием сил гидравлического привода можно рассмотреть в качестве относительного движения по отношению к движению транспортера. При этом нужно отметить, что в диссертации не применяются положения теории относительности.

Особенности конструкции поворотно-сцепного устройства таковы, что плечи сил, развиваемые гидроцилиндрами, действующие на второе звено, больше плеч, действующих на первое звено. Учитывая особенность сцепного устройства, переднее кинематическое звено будем считать неподвижным в относительном движении.

Все четыре гусеницы ведущие, поэтому при прямолинейном движении воздействие звеньев друг на друга несущественно. Во время поворота, то есть при угле складывания звеньев больше нуля, сила $F_{г2}(t)$ со стороны второго звена на первую возрастает. Если рассматривать первое звено, сила $F_{г2}(t)$ действует на шарнир и направлена вдоль оси второго звена (рисунок 2.3). Эта сила стремится увести заднюю часть первого звена в сторону, при этом первое звено совершает поворот, при котором изменяется угловое положение $\varphi(t)$ относительно оси x. Учитывая вышесказанное, динамикой второго звена при моделировании абсолютного движения ДТМ пренебрегаем. Таким образом, движение двухзвенного транспортного механизма сводится к простому плоскопараллельному движению однозвенного транспортного механизма, на которое действует сила тяги гусениц $F_{г1}(t)$ и поворачивающая первое звено сила $F_{г2}(t)$ со стороны второго звена при $\alpha(t)$ больше нуля.

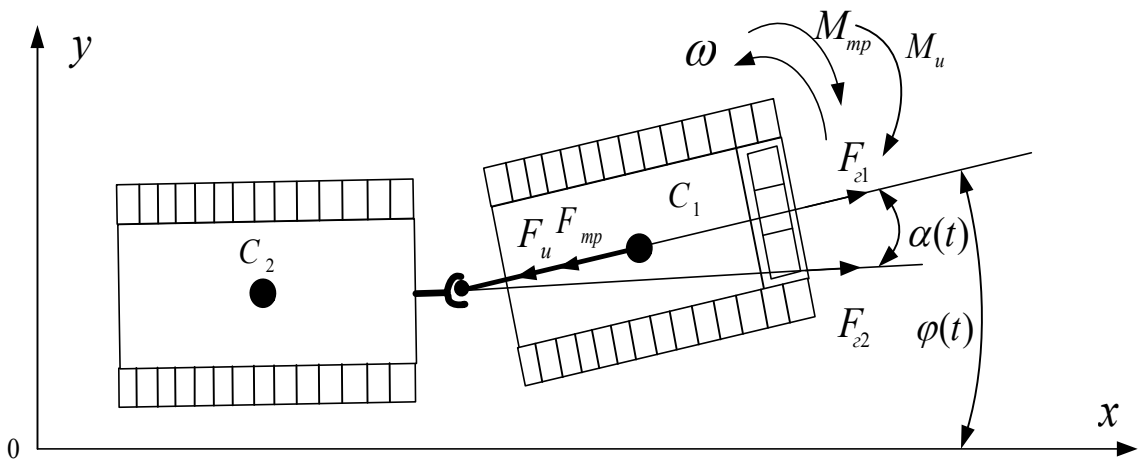


Рисунок 2.3. Расстановка сил, действующих на переднее звено, при применении предлагаемой методики анализа

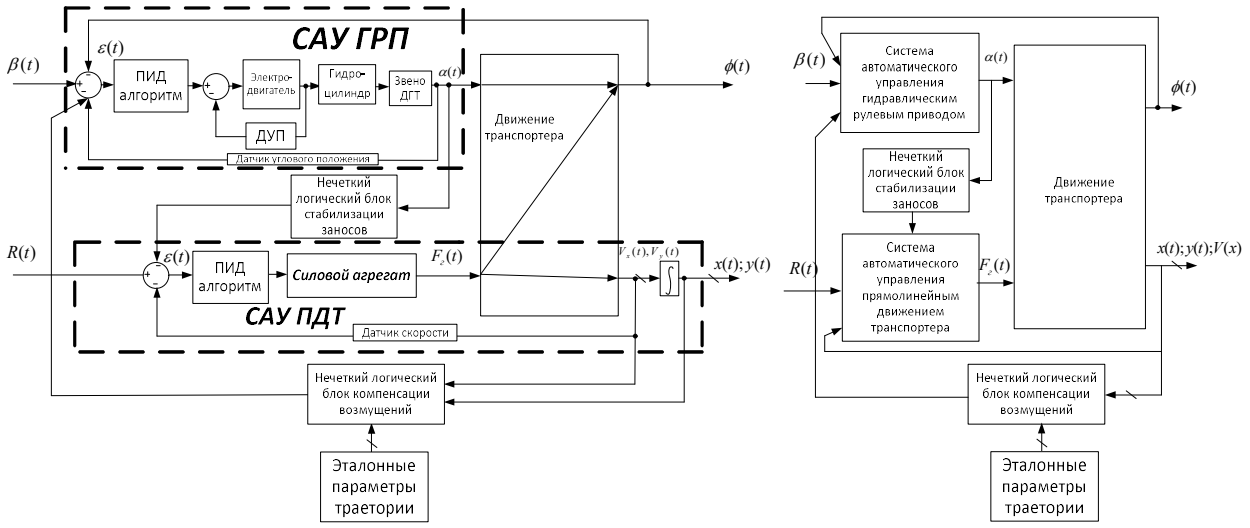
Выходной сигнал модели первой составляющей движения $\alpha(t)$ будет входом на модель второго составляющего движения.

Концепция построения системы автоматического управления состоит в синтезе систем управления для расчлененных составляющих движения ДТМ отдельно (рисунок 2.3). Здесь возникают несколько важных моментов. В качестве наблюдаемых параметров приняты угловое положение ДТМ относительно оси $\varphi(t)$ и скорость его движения $V(t)$ соответственно система управления будет состоять из двух контуров (рисунок 2.3).

Накопленный научный опыт в области управления силовыми гидромеханическими системами обуславливает разработку систем автоматического управления гидравлическим рулевым приводом (САУ ГРП) (рисунок 2.4, а) без учета движения транспортного средства. При этом в соответствии с методикой анализа и системы процесс поворота ДТМ и складывания звеньев рассматривается как относительное движение. Динамика складывания ДТМ учитывается в уравнениях гидропривода. Модель движения ДТМ, представляющего собой движение свободное плоскопараллельное движение, получает от модели привода рулевого устройства параметр угла складывания звеньев $\alpha(t)$ в качестве входного в модель абсолютного движения.

Угол складывания $\alpha(t)$, по сути, рассматривается как угол направления силы со стороны второго кинематического звена ДТМ, действующего на шарнир. Сила уводит первое звено в сторону от прямолинейного движения.

Второй контур корректирует силу тяги гусениц $F_{г1}(t)$ в зависимости от скорости движения ДТМ $V(t)$ и представляет собой систему автоматического управления прямолинейным движением ДТМ (САУ ПДТ) (рисунок 2.4, б).



а б

Рисунок 2.4. Структура системы управления движением ДТМ

Также предлагается замкнуть угловое положение рулевого колеса $\beta(t)$ обратной связью по положению ДТМ относительно оси $\varphi(t)$.

Так как ДТМ при больших скоростях заносит, к тому же движение транспортера теряет устойчивость при возмущающих воздействиях, разработанных систем управления недостаточно. Обращение к знаниям экспертов в области управления двухзвенных транспортных механизмов можно выделить как важную особенность в управлении. Водитель-эксперт при поворотах снижает скорость, и тренд уменьшения скорости зависит от степени увеличения угла складывания ДТМ. Поэтому в диссертационной работе предложена система стабилизации движения ДТМ при заносах, основанная на введении дополнительных интеллектуальных нечетких блоков, реализующих связь между сепаратными подсистемами объекта движения. Данная подсистема

вносит коррективы в величину силы тяги гусениц $F_{г1}(t)$ в зависимости от углового положения складывания и ее скорости. Второй нечеткий блок вводится для компенсации возмущающих воздействий при движении ДТМ, который сравнивает параметры траектории ДТМ с эталонными траекториями, и вносит коррективы в величину угла $\beta(t)$, выдаваемого задающим устройством [47].

2.2.1. Моделирование движения двухзвенного транспортного механизма

Имитационная модель будет состоять из трех уравнений. Одно из уравнений описывает вращение тела, которое может быть получено как сумма моментов действующих на тело. Другие два уравнения представляют собой сумму проекций сил на оси.

Рассмотрим уравнения равновесия сил для движущегося объекта. Напишем проекции сил на оси x и y:

$$\begin{aligned} &F_{г1}^{x}\cos\varphi(t)+F_{г1}^{x}\cos(\varphi(t)-\alpha(t))-\\ &-F_{и}^{x}\cos\varphi(t)-F_{тр}^{x}\cos\varphi(t)=0, \end{aligned} \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned} &F_{г1}^{y}\sin\varphi(t)+F_{г2}^{y}\sin(\varphi(t)-\alpha(t))-\\ &-F_{и}^{y}\sin\varphi(t)-F_{тр}^{y}\sin\varphi(t)=0, \end{aligned} \tag{2.2}$$

где $F_{г1}^{x}, F_{г1}^{y}$ – проекции сил тяги гусениц первого звена; $F_{г2}^{x}, F_{г2}^{y}$ – проекции сил тяги гусениц второго звена; $F_{и}^{x}, F_{и}^{y}$ – проекция инерционных компонент сопротивления силам тяги; $F_{тр}^{y}, F_{тр}^{y}$ – проекции сил трения при прямом движении ДТМ; $\varphi(t)$ – угол поворота ДТМ; $\alpha(t)$ – угол складывания звеньев относительно друг друга.

Сумма моментов сил равна

$$M(F_{г2})-M_{и}-M_{тр}=0, \tag{2.3}$$

где $M(F_{г2})$ – момент силы тяги гусениц второго звена; $M_{и}$ – инерционный момент силы сопротивления повороту ДТМ,; $M_{тр}$ – момент силы трения при повороте ДТМ.

Подставим в выражения (2.1), (2.2), (2.3) известные зависимости

$$F_{и}^{x} = m\frac{d^2x(t)}{dt^2}, F_{тр}^{x} = k_{тр}\frac{dx(t)}{dt}, F_{и}^{y} = m\frac{d^2x(t)}{dt^2},$$
$$F_{тр}^{y} = k_{тр}\frac{dx(t)}{dt}, M_{и} = J\frac{d^2\varphi(t)}{dt^2}, M_{тр} = k_{трJ}\frac{d\varphi(t)}{dt}, \quad (2.4)$$

где J –момент инерции звена, $k_{тр}$– коэффициент трения звена при прямолинейном движении, m –масса звена, $k_{трJ}$– коэффициент трения звена при повороте. Тогда получим систему уравнений движения ДТМ:

$$m\frac{d^2x(t)}{dt^2}\cos\varphi(t) + k_{тр}\frac{dx(t)}{dt}\cos\varphi(t) =$$
$$= F_{г1}^{x}\cos\varphi(t) + F_{г2}^{x}\cos(\varphi(t) - \alpha(t)), \quad (2.5)$$

$$m\frac{d^2y(t)}{dt^2}\sin\varphi(t) + k_{тр}\frac{dy(t)}{dt}\sin\varphi(t) =$$
$$= F_{г1}^{y}\sin\varphi(t) + F_{г2}^{y}\sin(\alpha(t) - \varphi(t)), \quad (2.6)$$

$$J\frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} + k_{трJ}\frac{d\varphi(t)}{dt} = F_{г1}L\sin\alpha(t). \quad (2.7)$$

Таким образом, разработана математическая модель для анализа двухзвенного транспортного механизма как объекта управления в виде имитационной модели ее движения.

2.3. Моделирование гидравлического привода рулевого устройства двухзвенного транспортного механизма

Так как динамика рулевого привода сильно влияет на динамику всего движения ДТМ, при исследовании его движения необходимо учитывать движение рулевого привода. Известно, что большая размерность уравнений

влечет за собой ухудшение ее адекватности по сравнению с реальным объектом. Поэтому целью работы является получение точной, и в то же время простой, модели для проведения исследовательских работ. Анализ и обзор методов исследования показывает, что существует несколько методов получения уравнений движения гидромеханических систем. Наилучшим вариантом получения уравнений для гидромеханической части системы принимается метод, основанный на условии баланса расходов жидкости.

Моделирование рулевой системы ДТМ как гидромеханического объекта движения имеет несколько задач: разработка системы допущений, моделирование поворота кинематических звеньев относительно друг друга, моделирование электромеханической части системы, моделирование гидравлического силового привода.

2.3.1. Анализ процесса поворота

Движение транспортных средств связано с работой сложных рулевых приводов на разной элементной базе. Рулевые приводы сложных транспортных средств имеют свои локальные системы регулирования. Проблему разработки систем управления движением сложных транспортных средств необходимо рассматривать совместно с приводами, посредством которых ведётся управление.

Имитационная модель рулевого гидропривода горизонтального складывания основывается на следующих допущениях:

- гусеничный двухзвенный транспортный механизм представляет собой два шарнирно-сцепленных тела, которые могут перемещаться относительно друг друга в горизонтальной плоскости;
- звенья представляют собой абсолютно жесткие тела с равномерно распределенной массой;
- люфты и силы сухого трения в шарнирах отсутствуют;
- при повороте переднее звено считается неподвижным;

- утечки в узлах гидропривода принимаются пренебрежимо малыми;

- масса рабочей жидкости не учитывается;

- силы штоков силовых цилиндров действуют параллельно горизонтальной оси симметрии звена (т.е. конструктивные особенности поворотно-сцепного устройства не учитываются) [48].

Расчетная схема силовых цилиндров и звена представлена на рисунке 2.5.

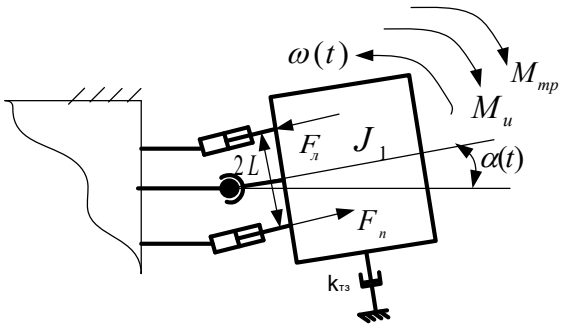


Рисунок 2.5. Расчетная схема ПСУ

Простейшая модель гидравлической системы руля позволяет принципиально определять устойчивость структуры исходной системы, производить простой эффективный анализ.

2.3.2. Уравнения, описывающие горизонтальное складывание двухзвенного транспортного механизма

В соответствии с рисунком 2.5 получим уравнение вращательного движения звена ДТМ в виде суммы моментов, действующих на звено относительно шарнира поворотно-сцепного устройства:

$$M(F_л) + M(F_{пр}) - M_{тр} - M_и = 0. \tag{2.8}$$

В соответствии с известными зависимостями запишем компоненты уравнения (2.8).

Инерционная составляющая описывается соотношением:

$$M_и = J \cdot \frac{d\alpha^2}{dt^2}, \tag{2.9}$$

где α – угловое положение звеньев ДТМ относительно друг друга; J – момент инерции звена.

Диссипативная составляющая движения описывается соотношением:

$$M_{тр} = \kappa_{тр} \frac{d\alpha}{dt}, \tag{2.10}$$

где $\kappa_{тр}$ – коэффициент трения звена о грунт.

Моменты сил штоков силового цилиндра соответственно:

$$M(F_л) = rF_л,\ M(F_п) = rF_п, \tag{2.11}$$

где r – плечо сил.

Если учесть равенства

$$F_л = p_1(t) \cdot S_ц, F_л = p_2(t) \cdot S_ц,$$

где p_i – давление жидкости в нагнетающей и сливной полостях силового привода; $S_ц$ – площадь штока поршня, после подстановок получим уравнение вращательного движения ДТМ:

$$J \cdot \frac{d\alpha^2}{dt^2} + \kappa_{тр} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = p_1(t) \cdot r \cdot S_ц + p_2(t) \cdot r \cdot S_ц. \tag{2.12}$$

2.3.4. Имитационная модель электродвигателя

Уравнение движение двигателя описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{d\alpha_д(t)}{dt} = \omega_д(t), \\ \dfrac{d\omega_д(t)}{dt} = \dfrac{1}{J_д}(K_м \cdot I(t) - K_{трд} \cdot \omega_д(t)), \\ \dfrac{dI(t)}{dt} = \dfrac{1}{L}(U_{вх} \cdot K_{ус} - R \cdot I(t) - K_я \cdot \omega_д(t)), \end{cases} \tag{2.13}$$

где $\alpha_д(t)$ – угловое положение вала двигателя;

$\omega_д(t)$ – угловая скорость вала двигателя;

$I(t)$ – сила тока в обмотке якоря двигателя;

$J_д$ – момент инерции якоря двигателя;

L – индуктивность обмотки двигателя;

R – сопротивление обмотки двигателя;

$K_м$ – механическая постоянная двигателя;

$K_я$ – электромагнитная постоянная двигателя;

$K_{ус}$ – коэффициент усиления преобразующего устройства, питающего двигатель;

$K_{трд}$ – коэффициент трения качения вала о подшипник;

$U_{вх}$ – входное напряжение, поданное на усилитель.

2.3.5. Уравнения гидравлической части рулевого механизма

Расчетная схема силовой части гидравлической системы изображена на рисунке 2.6.

Уравнения расходов для силовой части системы с давлениями p_1 и p_2 имеют, соответственно, вид [11, 12, 42, 113]:

$$Q_н = Q_ц + \Delta Q_{сж1} + Q_{кл1},$$
$$Q_н = Q_ц - \Delta Q_{сж2} - Q_{кл2}, \qquad (2.14)$$

где $Q_н$ – подача насоса.

Величину $Q_н$ выразим в виде зависимости от угла $\beta_н$ наклона шайбы:

$$Q_н = q_н(\beta_н)\Omega_н,$$

где $q_н(\beta_н)$ – характеристический объем насоса, приведенный к одному радиану угла поворота его вала.

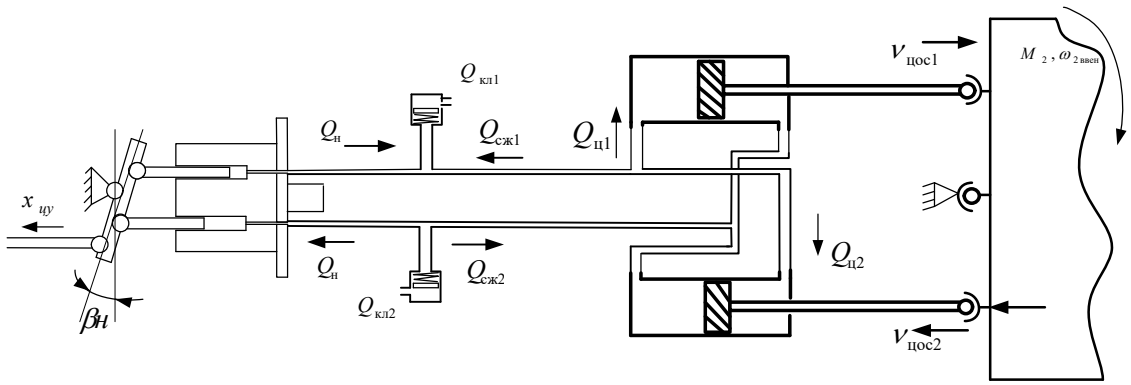


Рисунок 2.6. Расчетная схема силовой части гидравлической системы

Для аксиально-поршневого насоса

$$Q_н = K_{Qy} \cdot \beta_н ,$$

где K_{Qy} – коэффициент передачи насоса;

$$K_{Qy} = \frac{F_n z_n D_n \Omega_n}{2\pi},$$

где $Q_ц$ – расход жидкости через силовой цилиндр:

$$Q_ц = F\frac{dx}{dt}, \qquad (2.15)$$

где $\Delta Q_{сж1}, \Delta Q_{сж2}$ – учет сжатия жидкости:

$$\Delta Q_{сж1} = \frac{V_n}{B_ж} \cdot \frac{dp_1}{dt},\ \Delta Q_{сж2} = \frac{V_ш}{B_ж} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \qquad (2.16)$$

$$V_n = V_m + (x_0 + x),\ V_ш = V_{тш} + (x_0 - x),$$

где F_n – рабочая площадь одного поршня АПН,

z_n – количество поршней АПН;

D_n – диаметр окружности, на которой расположены оси поршней насоса;

Ω_n – угловая скорость вала АПН;

$V_п, V_ш$ – объемы поршневой и штоковой полостей силового цилиндра, соответственно;

$B_ж$ – модуль объемной упругости жидкости;

$Q_{клi}$ – расход жидкости через предохранительные клапаны:

$$Q_{клi} = k_{клi} p_i .$$

Подставляя выражения (4.14), (4.15) в выражение (4.13), получим

$$\begin{aligned} Q_н &= F\frac{dx}{dt} + \frac{V_у + (x_0 + x)}{B_ж} \cdot \frac{dp_1}{dt} + k_{кл} p_1, \\ Q_н &= F\frac{dx}{dt} - \frac{V_{тш} + (x_0 - x)}{B_ж} \cdot \frac{dp_2}{dt} - k_{кл} p_2 . \end{aligned} \qquad (2.17)$$

Таким образом, получена простая функциональная модель для исследований движения рулевого привода ДТМ. Полученная имитационная модель привода руля имеет седьмой порядок, является простой и точной.

2.4 Анализ опасных возмущающих воздействий при движении мобильного двухзвенного транспортного механизма

2.4.1. Анализ влияния пробуксовок гусениц как возмущающих воздействий

Пробуксовки гусениц ДТМ – частые явления на практике. Можно выделить большое количество случаев с пробуксовками. Наиболее распространёнными случаями пробуксовок являются: пробуксовки всех четырех колес, попарно, по звеньям или по одной стороне ДТМ.

При пробуксовках по одной стороне при номинальных скоростях хода ДТМ будет сносить с курса (рисунок 2,7). Данное явление можно имитировать, добавив дополнительное нелинейное слагаемое в виде ступенчатой функции

(релейная функция) в уравнение (2.5), описывающее угловое положение ДТМ в пространстве.

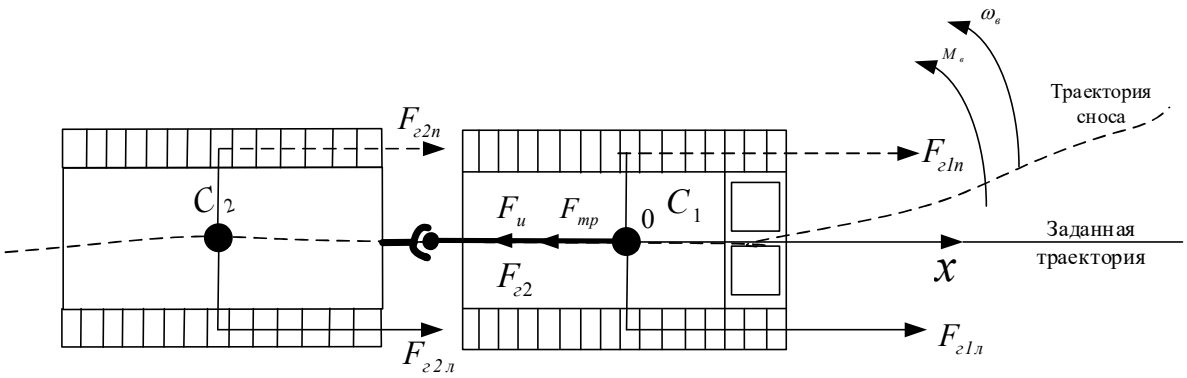


Рисунок 2.7. Иллюстрация пробуксовок

Включение функции типа «реле» в состав уравнения (2,7) имитирует возникновение возмущений, и при расчетах модели осуществляется в некоторый момент t_3. При движении двухзвенного транспортного механизма слева направо и при пробуксовках левых гусениц описанный выше момент будет иметь положительный знак. Тогда уравнение (2.7) будет иметь следующий вид:

$$J\frac{d^2\varphi(t)}{dt^2}+k_{трJ}\frac{d\varphi(t)}{dt}=F_{г1}L\sin\alpha(t)+\begin{cases}M_{возм}(F_{возм}),\text{если}\cdot t>t_з\\0,\text{иначе}\end{cases}. \qquad (2.18)$$

Таким образом, при достижении времени $t_з$ от начала движения возникнет дополнительный момент, влияющий на модель в качестве возмущения.

Одновременно с этим сила тяги моделируемого звена уменьшится. Данное явление моделируется добавлением нелинейной ступенчатой функции в уравнения (2.5) и (2.6), описывающих возвратно-поступательное движение ДТМ:

$$m\frac{d^2x(t)}{dt^2}\cos\varphi(t)+k_{тр}\frac{dx(t)}{dt}\cos\varphi(t)=F_{г1}^{x}\cos\varphi(t)+$$
$$+F_{г2}^{x}\cos(\varphi(t)-\alpha(t))+\begin{cases}F^{x}_{возм},если\cdot t>t_{з},\\0,иначе;\end{cases} \qquad (2.19)$$

$$m\frac{d^2y(t)}{dt^2}\sin\varphi(t)+k_{тр}\frac{dy(t)}{dt}\sin\varphi(t)=F_{г1}^{y}\sin\varphi(t)+$$
$$+F_{г2}^{y}\sin(\alpha(t)-\varphi(t))+\begin{cases}F^{y}_{возм},если\cdot t>t_{з},\\0,иначе.\end{cases} \qquad (2.20)$$

При пробуксовке гусениц попарно, по звеньям или при пробуксовке всех четырех колес имитация выполняется заменой уравнений (2.5) и (2.6) на (2.18) и (2.19), соответственно.

2.4.2. Возмущающие воздействия при отличных друг от друга углах крена и тангажа звеньев

Во время прохождения рвов, преодоления косогоров (рисунок 2.8, а) на шарнир поворотно-сцепного устройства (ПСУ) действует дополнительная сила $F_в$ в виде возмущения движения (рисунок 2.8, б) с плечом h, которые можно учесть в виде дополнительных моментов в уравнениях имитационной модели. При этом во время совершения складывания звеньев система управления горизонтальным складыванием преодолевает дополнительные силы. Данное возмущающее воздействие можно моделировать добавлением дополнительных слагаемых в уравнение (2.12) поворота ДТМ:

$$J\cdot\frac{d\alpha^2}{dt^2}+\kappa_{тр}\cdot\frac{d\alpha}{dt}=p_1(t)\cdot r\cdot S_ц+p_2(t)\cdot r\cdot S_ц-M_в,$$

где $M_в$ – возмущающий момент.

Возмущение $M_в$ представлено в виде ступенчатой релейной функции, которая включается в момент времени $t_з$:

$$M_в = \begin{cases} M_в, если (t > t_з); \\ 0, иначе, \end{cases}$$

где $t_з$ – заданное время начала действия возмущений.

Так, возмущение в виде дополнительного момента возникает в момент времени $t_з$ движения.

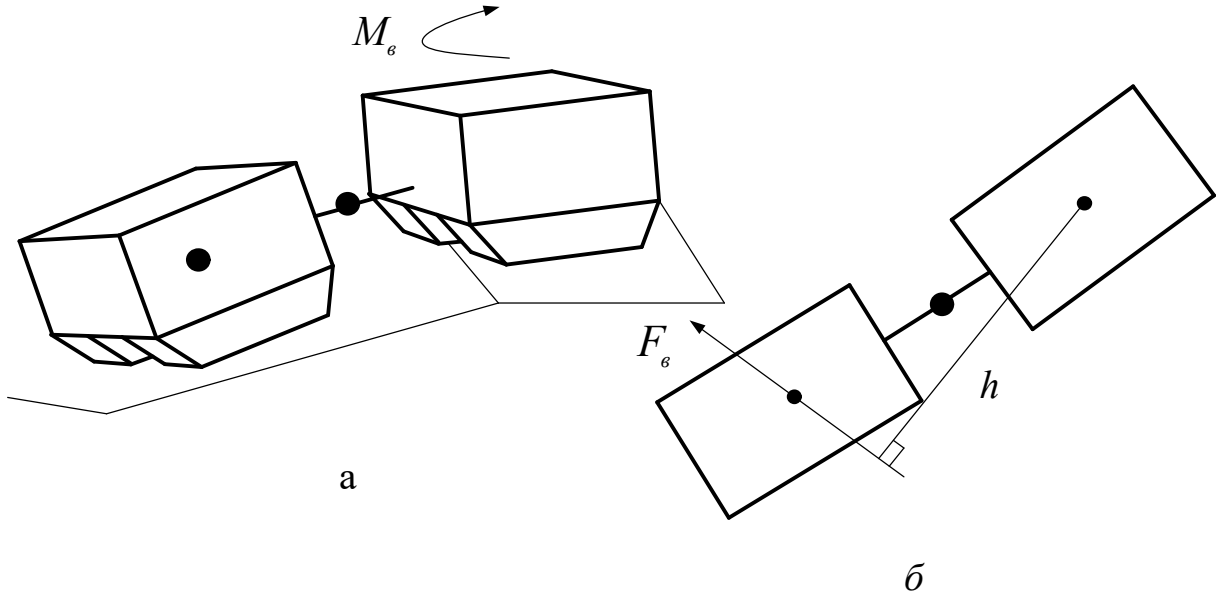


Рисунок 2.8. Дополнительный момент при разных углах крена и тангажа звеньев

Таким образом, получены имитационные модели процессов возмущения гусеничного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления, возникающих во время пробуксовок, обрыва гусениц, сноса ДТМ течением, при преодолении водных преград, при преодолении рвов и косогоров и т.д.

Выводы по второй главе

1. Проблема выбора подхода к построению систем автоматического управления ДТМ не имеет универсального решения. Предпочтения в решении данной проблемы может быть отдано только на основе анализа особенностей объекта управления. С практической точки зрения задача построения многомерных регуляторов не может считаться окончательно решенной, т.к.

разработанные методы синтеза управляющих устройств являются громоздкими в практическом использовании.

Разработанная методика анализа движения ДТМ как объекта управления и концепция его построения движением позволяет получить модель движения двухзвенного транспортного механизма в виде свободного плоского движения тела.

2. Получена функциональная имитационная модель для исследований движения рулевого привода ДТМ, которую можно использовать при совместных расчетах с моделью движения ДТМ. Данная модель рулевой гидравлической системы использована при выполнении хоздоговорной работы №2 от 1.12.2012г. между филиалом ФГБОУ ВО «УГАТУ» в г. Ишимбае и АО «МК «Витязь», в которой диссертант являлся ответственным исполнителем (приложение Д). Материалы параграфа 2.3 внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «УГАТУ» (Приложения Е, Ж).

3. Получены выражения для имитационного моделирования процессов возмущения двухзвенного гусеничного ДТМ как объекта управления, возникающих во время пробуксовок, обрыва гусениц, сноса ДТМ течением, при преодолении водных преград, при преодолении рвов, косогоров и т.д.

Глава 3. Синтез системы управления движением двухзвенного транспортного механизма на основе имитационного моделирования

Материалы данной главы излагаются в соответствии с работами автора диссертации [41, 47 – 49, 97].

1.1 Выбор программного пакета и компьютерная реализация имитационных моделей

В классе программных продуктов, относящихся к средствам автоматизации математических расчетов, существует много аналогов, различающихся по направленности и принципу построения: Mathcad, Maple, Mathematica, MATLAB, MuPAD, Scilab, Maxima и др. Система Maple, например, предназначена главным образом для выполнения аналитических (символьных) вычислений и имеет для этого один из самых мощных в своем классе арсенал специализированных процедур и функций (более 3000). Такая комплектация для большинства пользователей, которые сталкиваются с необходимостью выполнения математических расчетов среднего уровня сложности, является избыточной. Возможности Maple ориентированы на пользователей - профессиональных математиков. Решение задач в среде Maple требует не только умения оперировать какой-либо функцией, но и умения использовать знания методов решения.

Тоже самое можно сказать и о программном продукте Mathematica, которая имеет чрезвычайно большую функциональную наполненность. Mathematica обладает высокой скоростью вычислений, но требует изучения довольно необычного языка программирования.

В программном пакете Mathcad ориентирована на пользователя. Для этого в пакете существуют дополнительные библиотеки и пакеты расширения,

которые можно приобрести отдельно и которые имеют дополнительные функции, встраиваемые в систему при установке, а также электронные книги с описанием методов решения специфических задач, с примерами действующих алгоритмов и документов, которые можно использовать непосредственно в собственных расчетах. Кроме того, в случае необходимости и при условии наличия навыков программирования в среде C++ есть возможность создания собственных функций и их прикрепления к ядру системы через механизм DLL.

Mathcad, в отличие от Maple, изначально создавался для численного решения математических задач, он ориентирован на решение задач именно прикладной, а не теоретической математики, когда нужно получить результат без углубления в математическую суть задачи. Особенно это полезно, когда необходимо продемонстрировать построение математической модели, исходя из физической картины процесса или явления. Символьное ядро Mathcad, в отличие от оригинального Maple (MuPAD), искусственно ограничено (доступно около 300 функций), но этого в большинстве случаев вполне достаточно для решения задач научного характера.

Основное отличие Mathcad от аналогичных программ - это графический, а не текстовый режим ввода выражений. Для набора команд, функций, формул можно использовать как клавиатуру, так и кнопки на многочисленных специальных панелях инструментов.

Mathcad позволяет реализовывать модели без программирования, но при этом имеет довольно простые для усвоения инструменты программирования, позволяющие строить весьма сложные алгоритмы управления, в том числе алгоритмы управления, основанные на мягких вычислениях.

Отдельно следует отметить возможность использования в расчетах Mathcad величин с размерностями, причем можно выбрать систему единиц: СИ, СГС, МКС, английскую, или построить собственную. Результаты вычислений, разумеется, также получают соответствующую размерность. Пользу от такой

возможности трудно переоценить, поскольку значительно упрощается отслеживание ошибок в расчетах, особенно в физических и инженерных.

В среде Mathcad фактически нет графиков функций в математическом понимании термина, а есть визуализация данных, находящихся в векторах и матрицах (то есть осуществляется построение как линий, так и поверхностей по точкам с интерполяцией), хотя пользователь может об этом и не знать, поскольку у него есть возможность использования непосредственно функций одной или двух переменных для построения графиков или поверхностей соответственно. Так или иначе, механизм визуализации Mathcad значительно уступает таковому у Maple, где достаточно иметь только вид функции, чтобы построить график или поверхность любого уровня сложности [112].

Таким образом, в качестве программного пакета при проведении исследований выбран пакет Mathcad. Графический режим ввода данных, реализованный в Mathcad, дает возможность выполнять сложные исследования эффективно и без затрат времени. Акцент на матричное представление данных позволяет без труда реализовывать полученные модели исследуемых объектов движения совместно со сложными алгоритмами управления.

Все расчеты имитационных моделей в данной диссертационной работе ведутся с использованием численного метода Рунге-Кутта четвёртого-пятого порядков точности с автоматическим выбором размера шага. Для этого выбран оператор решения дифференциальных уравнений «Odesolve», реализующий описанный алгоритм.

Всего при подготовке диссертационной работы было реализовано и использовано 8 имитационных математических моделей:

- модель нескорректированного электродвигателя, управляющего подачей АПН в составе гидравлического привода руля ДТМ;

- модель электродвигателя, скорректированная местной локальной обратной связью;

- модель нескорректированного гидравлического привода руля ДТМ;

- модель скорректированного гидравлического привода руля ДТМ;

- модель движения ДТМ совместно с уравнениями скорректированного гидравлического привода руля без обратных связей;

- модель движения ДТМ совместно с уравнениями скорректированного гидравлического привода руля с обратными связями (модель движения ДТМ в нормальных условиях);

- модель движения ДТМ совместно с уравнениями скорректированного гидравлического привода руля с обратными связями с реализованным алгоритмом стабилизации заносов;

- модель движения ДТМ совместно с уравнениями скорректированного гидравлического привода руля с обратными связями с реализованным алгоритмом компенсации возмущений.

Программная реализация полной, восьмой модели представлена в приложении Б диссертационной работы. Значения параметров, при которых рассчитываются модели, приведены в приложении А и соответствуют параметрам ДТМ «Витязь» марки ДТ-10.

Для программной реализации нечетких алгоритмов управления использовались блоки программирования Mathcad (Приложение Б). Входными параметрами в блок являются постоянные параметры функций принадлежности и переменные параметры уравнений имитационной модели движущегося объекта. Выводимое из программного блока управляющее значение присваивается идентификатору, который описан в решателе системы дифференциальных уравнений «Odesolve». Для выходного параметра блока программирования также задаются начальные условия. Реализация нечеткой логики управления также представлена в виде алгоритмов в приложениях В и Г.

Таким образом, в качестве среды реализации разработанных моделей выбран пакет Mathcad. Данный пакет позволяет рассчитывать системы дифференциальных уравнений совместно со сложными программами

алгоритмов интеллектуального управления и качественно выполнять исследования без написания сложных программ.

3.2 Синтез системы управления гидравлическим рулевым устройством мобильного двухзвенного транспортного механизма

3.2.1. Исходные конструктивная и структурная схемы системы управления приводом

Базовая конструктивная схема системы автоматического управления горизонтальным складыванием звеньев представлена на рисунке 3.1.

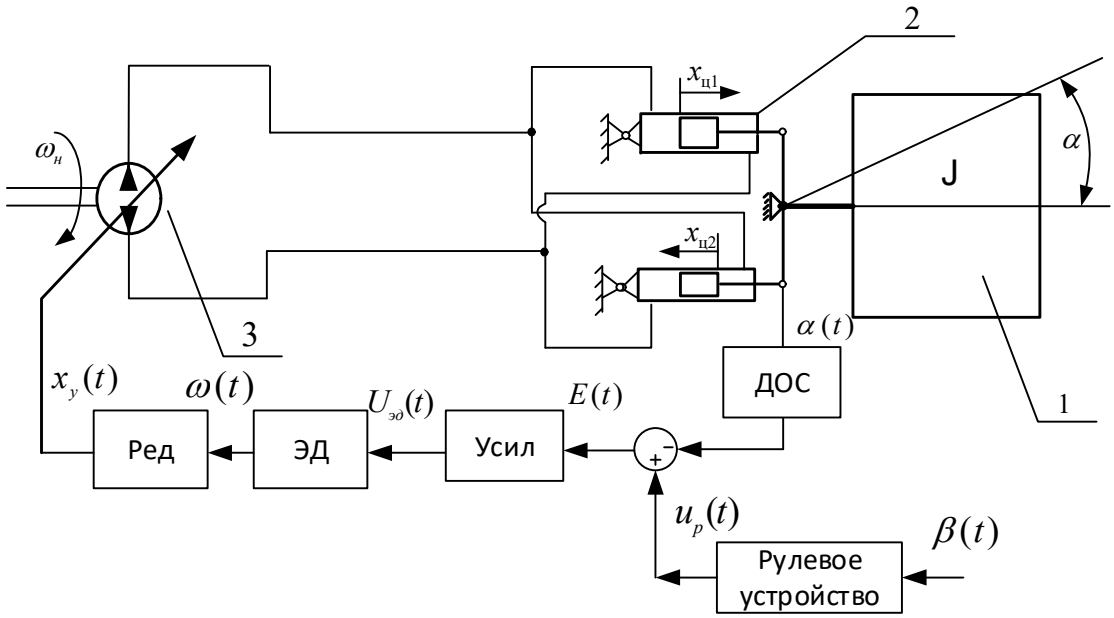


Рисунок 3.1. Базовая схема САУ гидравлического рулевого устройства ДТМ

Вращательное движение заднего звена ДТМ 1 относительно шарнира происходит под действием силовых цилиндров 2, которые питаются реверсивным аксиально-поршневым насосом (АПН) 3. Напор и направление жидкости АПН управляется электродвигателем постоянного тока через редуктор. Электродвигатель управляется от усиливающего устройства.

Обратная связь организуется посредством преобразователя перемещения, механически связанного с ПСУ.

По конструктивной схеме, представленной на рисунке 3.1, составим структурную схему системы автоматического управления (рисунок 3.2).

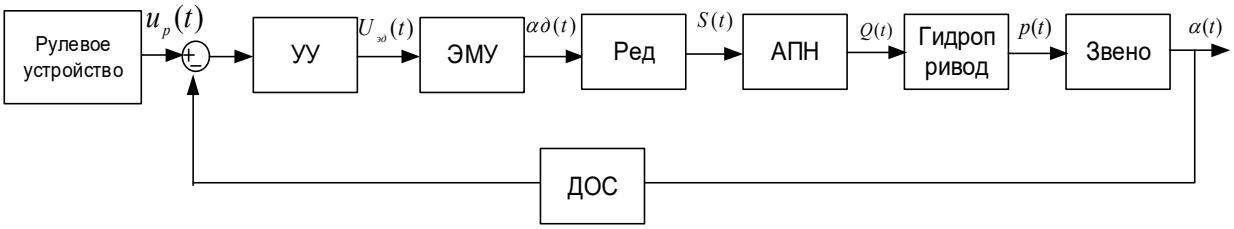


Рисунок 3.2 – Структурная схема исходной системы управления:
УУ– Усилительное устройство, привод; ЭМУ– электромеханическое устройство; Ред – редуктор; АПН – аксиально-поршневой насос; ДОС – датчик обратной связи.

Таким образом, учитывая область применения ДТМ, целью совершенствования системы управления рулевым приводом является получение адекватной и точной системы автоматического управления с повышенным быстродействием. Для выполнения поставленной цели необходимо реализовать полученную модель на ЭВМ, провести численные эксперименты, выполнить анализ и синтез системы автоматического управления рулевым приводом. Также необходима местная локальная обратная связь по угловому положению вала двигателя.

3.2.2 Местная система автоматического управления угловым положением вала электродвигателя

При синтезе систем автоматического управления встречаются объекты, отдельные звенья и устройства которых нуждаются в принятии отдельных мер по коррекции. Это вызвано особенностями структуры и характера движения элементов их узлов. Например, если подать на вход редуктора сигнал в виде постоянной скорости, то на выходе установится сигнал углового положения, который имеет форму постоянно возрастающей по времени функции. Двигатель, управляющий аксиально-поршневым насосом, работает по такому же принципу.

При постоянном входном напряжении он выдает постоянно возрастающую по времени функцию положения вала. Часто в системах автоматического управления требуется отдельная корректировка работы таких узлов. Это касается систем, которые характеризуются как работающие в кратковременных режимах и имеют частый реверс движения. В теории автоматического управления говорится об управлении по координате положения какого-либо движущегося элемента. Корректировка таких систем осуществляется местными обратными связями относительно основных узлов.

Цель коррекции можно выразить следующим образом. Необходимо обеспечить пропорциональность между входным напряжением двигателя и выходным положением движущегося элемента.

Тогда синтезируемые системы в итоге становятся двухконтурными. Часто системы управления механизмами транспортных средств имеют подобную структуру.

Проведем численный эксперимент над имитационной моделью нескорректированного электродвигателя, управляющего подачей АПН в составе гидравлического привода руля ДТМ. Решая систему уравнений (2.13), описывающую движение двигателя, с учетом обратной связи при значениях параметров, приведенных в приложении А, получаем кривые изменения переменных модели двигателя, представленные на рисунках 3.3, 3.4, 3.7.

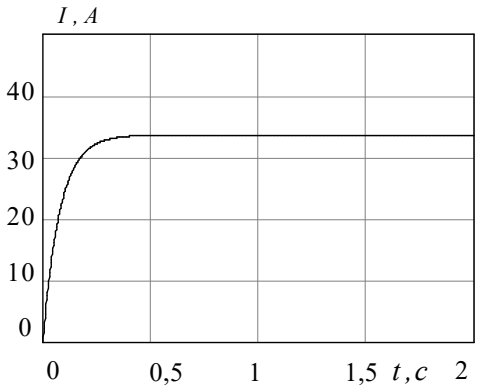


Рисунок 3.3 – Сила тока в обмотке якоря нескорректированного двигателя

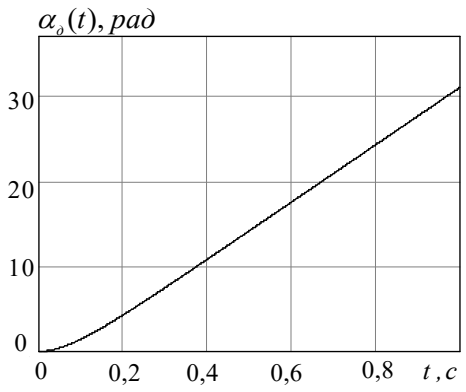


Рисунок 3.4 – Угловое положение вала нескорректированного двигателя

Из рисунка 3.3 видно, что сила тока $I(t)$ в обмотках имеет апериодическую кривую и принимает установившееся значение. Угловое положение вала $\alpha_д(t)$ двигателя (рисунок 3.4) имеет избыточный астатизм, при этом ее значение уходит в бесконечность с течением времени, так как находится под действием установившейся силы тока $I(t)$ (рисунок 3.3). Учитывая, что функцией электродвигателя является изменение положения шайбы аксиально-поршневого насоса пропорционально входному напряжению, кривая силы тока имеет форму выхода дифференцирующего звена, а кривая углового положения вала двигателя должна иметь форму кривой апериодического звена (см. схематический вид графиков на рис. 3.5).

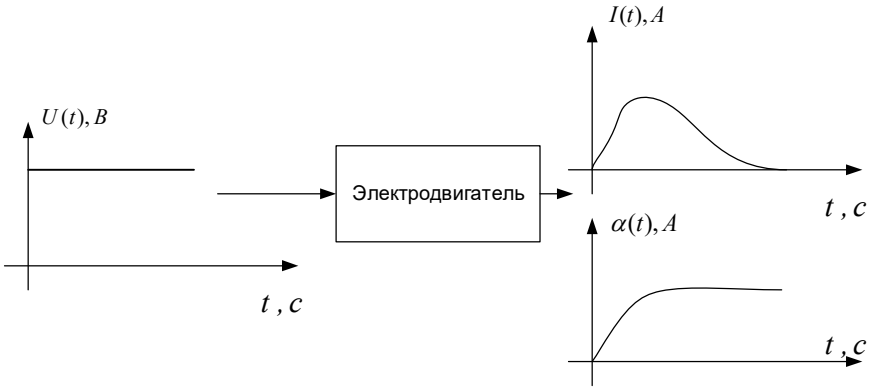


Рисунок 3.5. Корректные формы кривых двигателя

Для решения задачи управления двигателем необходима пропорциональность входного сигнала напряжения двигателя угловому положению вала двигателя. Для решения этой задачи необходима местная обратная связь по угловому положению вала двигателя (рисунок 3.6).

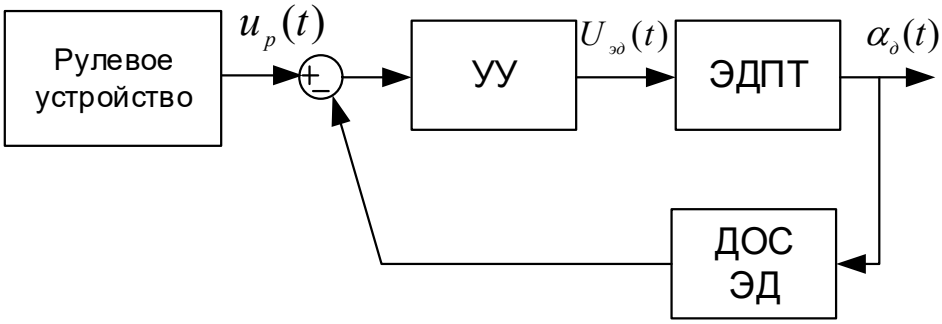


Рисунок 3.6. Местная обратная связь

Имитационная модель электродвигателя, скорректированная местной локальной обратной связью, представлена системой уравнений (3.1):

$$\begin{cases} \dfrac{d\alpha_д(t)}{dt} = \omega_д(t), \\ \dfrac{d\omega_д(t)}{dt} = \dfrac{1}{J}(K_м \cdot I(t) - K_{трд} \cdot \omega_д(t)), \\ \dfrac{dI(t)}{dt} = \dfrac{1}{L}((U_{вх} - K_{осд}\alpha_д(t))K_{ус} - R \cdot I(t) - K_я \cdot \omega_д(t)), \end{cases} \quad (3.1)$$

где $K_{осд}$ – коэффициент обратной связи по угловому положению электродвигателя.

Расчет по данной модели проводился при значениях, представленных в приложении А (результаты расчетов см. рисунки 3.8 – 3.10).

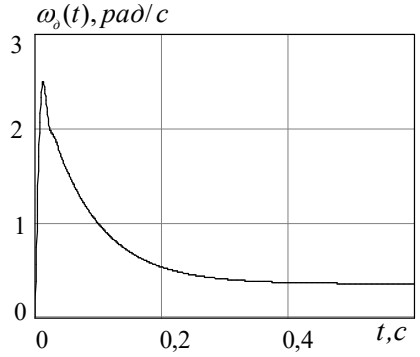


Рисунок 3.7. Угловая скорость вала нескорректированного двигателя

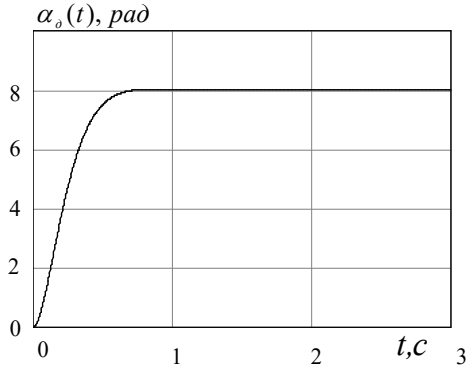


Рисунок 3.8. Угловое положение вала скорректированного двигателя

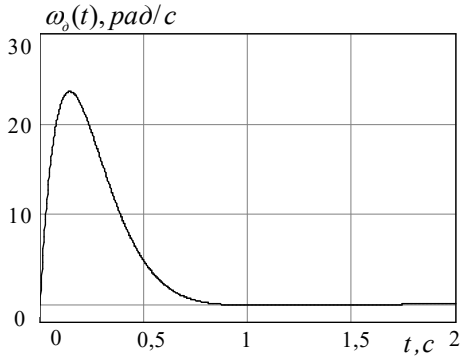


Рисунок 3.9. Угловая скорость вала скорректированного двигателя

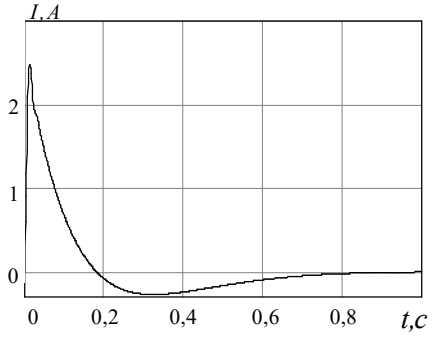


Рисунок 3.10. Сила тока в обмотке якоря скорректированного двигателя

Из рисунков 3.8, 3.9 видно, что электродвигатель имеет управление по положению, так как на установившийся входной сигнал он устанавливается на определенном положении, и угловая скорость после переходного процесса равна нулю. Величина силы тока обмоток двигателя возвращается со временем в нулевое значение (рисунок 3.10). Работа двигателя является ожидаемой и имеет управление по угловому положению вала двигателя. Кривая угла поворота имеет апериодическую форму, а кривая силы тока принимает форму кривой дифференцирующего звена.

Таким образом, после коррекции электродвигателя местной обратной связью система становится двухконтурной и дальнейший анализ контура должен быть совершен для двухконтурной системы.

3.2.3. Анализ разработанной нескорректированной двухконтурной системы рулевого управления

На рисунке 3.11 показана изначальная двухконтурная система управления с учетом обратной связи по положению вала двигателя и по положению угла поворота ДТМ.

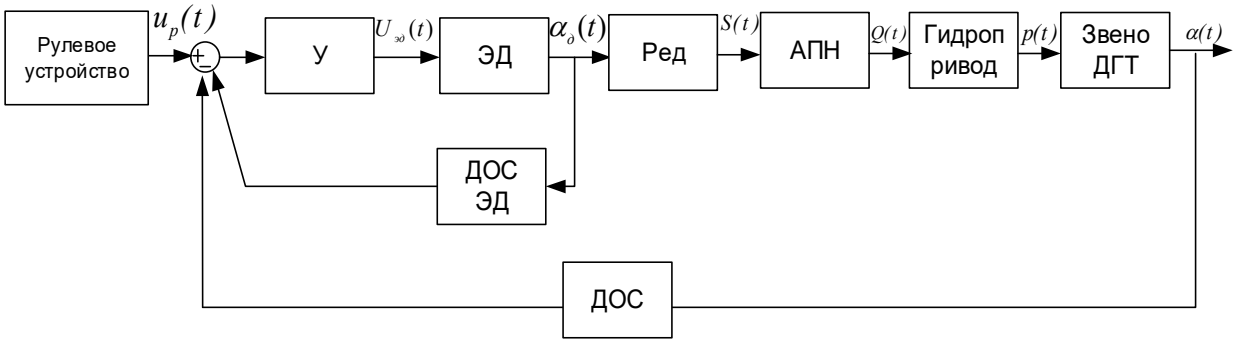


Рисунок 3.11. Схема нескорректированной двухконтурной системы управления гидравлическим рулевым устройством ДТМ типа ДТ «Витязь»

Для реализации внешней обратной связи по положению угла складывания кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга в модели необходимо добавить вычитаемое в виде произведения угла складывания звеньев ДТМ $\alpha(t)$ на коэффициент ОС $K_{oc\alpha}$ в третье уравнение системы (3.1):

$$\frac{dI(t)}{dt} = \frac{1}{L}((U_{вх} - K_{осд}\alpha_{д}(t) - K_{осα}\alpha(t))K_{ус} - R \cdot I(t) - K_{я} \cdot \omega_{д}(t)), \quad (3.2)$$

где $K_{осα}$ – коэффициент обратной связи по положению угла складывания кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга.

Изначальную двухконтурную систему описывает система уравнений (3.1) с учетом изменений (3.2) в третьем уравнении, и с учетом уравнений (2.12), (2.17).

Кривые для переменных параметров системы уравнений, учитывающих обратную связь по положению вала двигателя, представлены на рисунках 3.12-3.20. Расчет проводился при значениях параметров, представленных в приложении А.

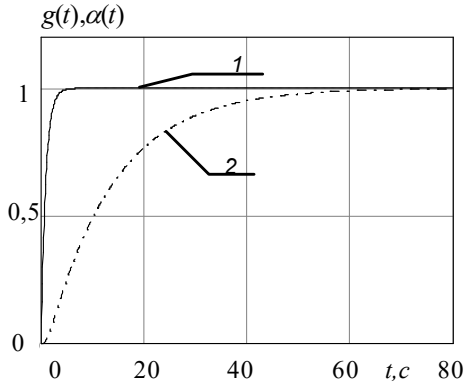


Рисунок 3.12. Входной и выходной сигналы:
1–управляемый сигнал системы, 2–входной сигнал системы

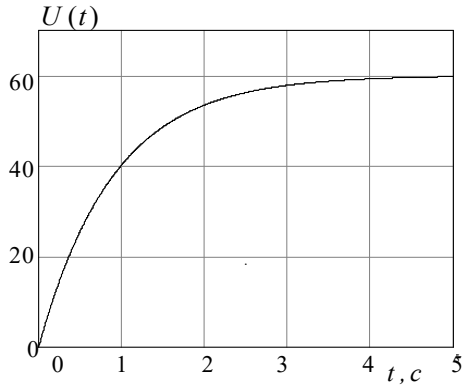


Рисунок 3.13. Входное напряжение в обмотке двигателя

Все переменные параметры системы управления: входное напряжение в обмотке управления $U(t)$, сила тока в обмотке якоря $I(t)$, угловое положение вала двигателя $\alpha_{д}(t)$, угловая скорость вала двигателя $\omega_{д}(t)$, подача АПН $Q(t)$, давление в нагнетательной полости привода $p_1(t)$, угловое положение звеньев относительно друг друга $\alpha(t)$, угловая скорость складывания ДТМ $\omega(t)$, полученные расчетным путем, имеют ожидаемые формы. На рисунке 3.12 представлены входной и выходной сигналы в безразмерной форме. Как видно из рисунка, на входной апериодический сигнал $g(t)$ углового положения руля (сплошная линия 1 на рисунок 3.12) система отвечает апериодическим сигналом

выходного положения поворота ДТМ $\alpha(t)$ (штрихпунктирная линия 2 рисунок 3.12). Модель двигателя выдает кривую, возвращающуюся со временем в начальное положение (рисунки 3.14, 3,15, 3.16). Внешняя ОС по положению звеньев относительно друг друга совместно с локальной ОС способствуют тому, что АПН работает как насос-дозатор. Анализ показывает, что формы кривых являются ожидаемыми, а управляемый процесс складывания звеньев является адекватным реальному управляемому гидроприводу и удовлетворяет поставленным задачам, связанным с синтезом структуры системы. При учете двух контуров местной для двигателя и внешней обратной связи угловое положение вала двигателя имеет форму дифференцирующего звена (рисунок 3.15) и это является корректным, так как после окончания поворота шайба насоса должна возвращаться в начальное положение, остановив подачу насоса и зафиксировав положение ДТМ. Переменные подачи насоса и давления имеют аналогичную форму по времени.

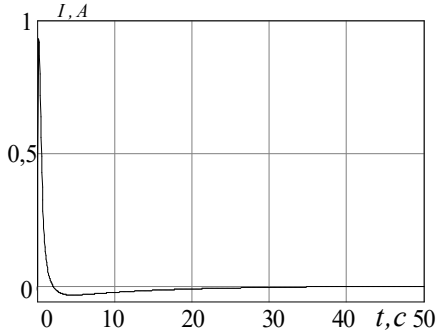


Рисунок 3.14. Сила тока в обмотке двигателя

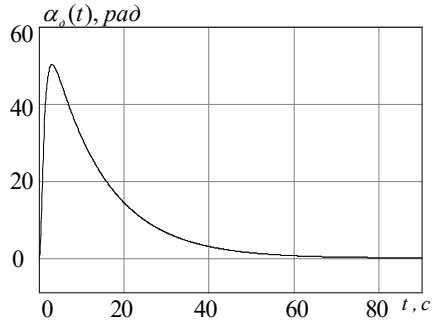


Рисунок 3.15. Угловое положение вала двигателя

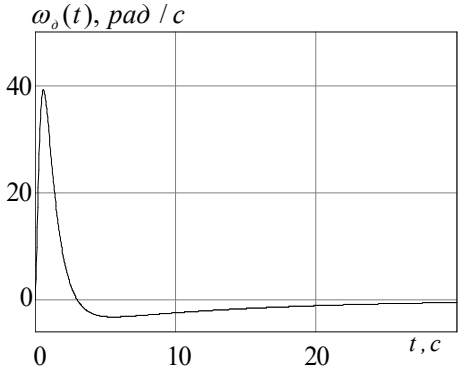


Рисунок 3.16. Угловая скорость вала двигателя

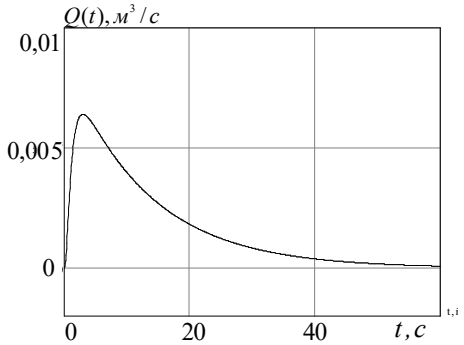


Рисунок 3.17. Подача жидкости насосом

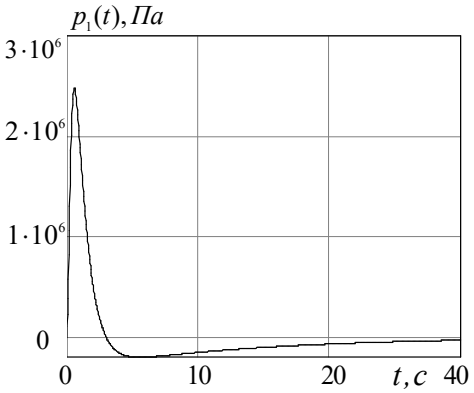


Рисунок 3.18. Давление в нагнетательной полости насоса

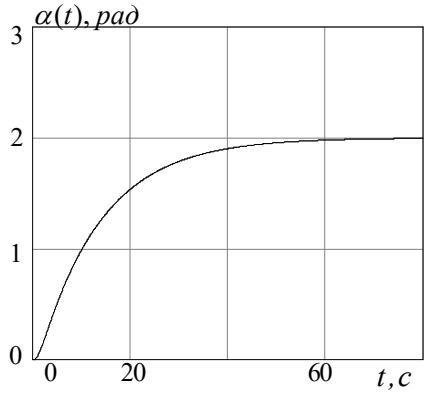


Рисунок 3.19. Угловое положение звеньев относительно друг друга

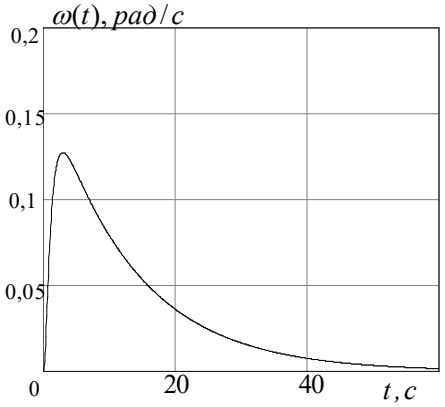


Рисунок 3.20. Угловая скорость поворота ДТМ

При этом качество движения, в частности, быстродействие системы, нуждается в коррекции (рисунки 3.17, 3.18, 3.19), так как время переходных процессов достаточно большое и равно 60 с. Это происходит при достаточно быстром протекании переходного процесса входного питающего напряжения привода (рисунок 3.13).

Таким образом, проведенный анализ показал необходимость коррекции двухконтурной системы автоматического управления вращательным движением звена.

3.2.4. Коррекция системы управления вращательным движением звена

В качестве управляющего устройства выберем блок с законом пропорционального интегро-дифференциального (ПИД) регулирования

(рисунок 3.21). Место положения регулятора выбирают так, чтобы на его вход подавалась ошибка системы управления.

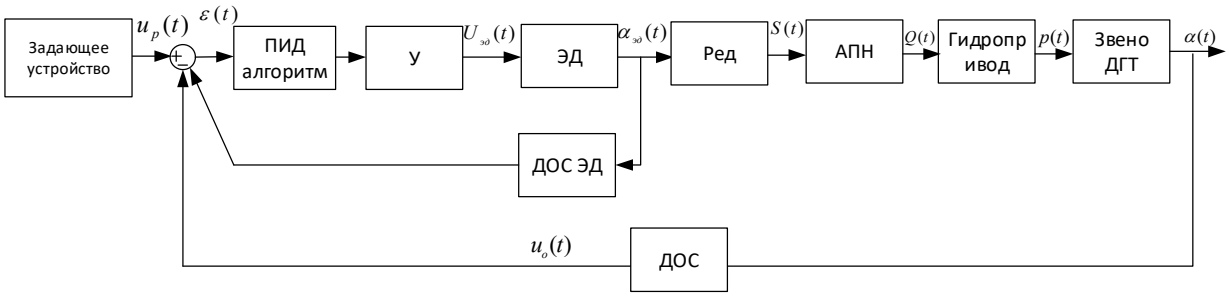


Рисунок 3.21. Система автоматического управления поворотами: У – усилитель; ЭД – электродвигатель; Ред. –редуктор; АПН – аксиально – поршневой насос; ДОС ЭД – датчик обратной связи по положению вала электродвигателя; ДОС – датчик обратной связи углового положения звеньев относительно друг друга

Структура ПИД регулятора представлена на рисунке 3.22, которая состоит из трех каналов: пропорционального, интегрального и дифференцирующего. Ошибка управления подается на вход каждого канала. Сумма дифференциала, интеграла и пропорционально преобразованного значения ошибки суммируются и представляют собой управляющий сигнал.

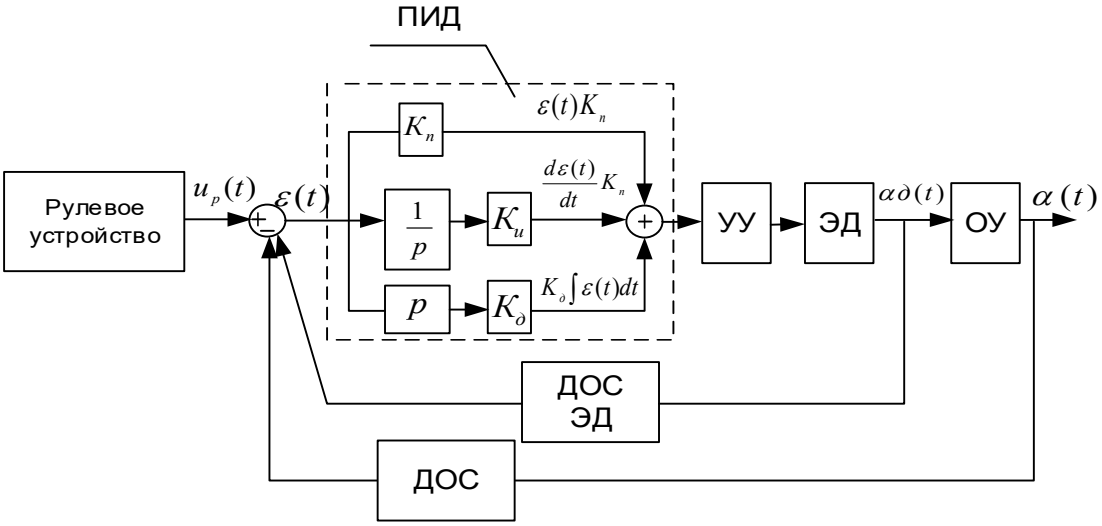


Рисунок 3.22. Структурная схема ПИД регулятора

Для учета ПИД-алгоритма в уравнениях, описывающих движение, необходимо внести следующие изменения в систему уравнений (3.1):

$$\begin{cases} \dfrac{d\xi(t)}{dt} = (g(t) - K_{ос}\alpha(t)), \\ \dfrac{d\alpha_д(t)}{dt} = \omega_д(t), \\ \dfrac{d\omega_д(t)}{dt} = \dfrac{1}{J}(K_м \cdot I(t) - K_{трд} \cdot \omega_д(t)), \\ \dfrac{dI(t)}{dt} = \dfrac{1}{L}((K_п \dfrac{d\xi(t)}{dt} + K_и \xi(t) + K_д(g(t) - K_{ос}\alpha(t))K_{ус} - K_{осд}\alpha_д(t) - \\ - R \cdot I(t) - K_я \cdot \omega_д(t)), \end{cases} \tag{3.3}$$

где $\xi(t)$ – интеграл ошибки управления;

$K_п, K_и, K_д$ – коэффициенты каналов регулятора;

$K_{ос}$ – коэффициент внешней обратной связи.

Таким образом, получена система автоматического управления гидравлическим рулевым приводом двухзвенного транспортного механизма, основанная на введении жёсткой электрической обратной связи по угловому положению кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга. Разработана методика синтеза системы управления.

3.3 Анализ эффективности системы управления рулевым приводом двухзвенного транспортного механизма

3.3.1. Численные эксперименты

Модель скорректированного гидравлического привода руля ДТМ описывается уравнениями (2.12), (2.17), (3.3). Расчет системы проводился при значениях, приведенных в приложении А, и следующих значениях коэффициентов регулятора: $K_п = 0{,}1$, $K_и = 31$, $K_д = 0{,}01$. На рисунках 3.23–3.31 представлены результаты расчета по модели. На рисунке 3.23 представлены: входной сигнал в виде углового положения руля (кривая 2) и выходная реакция системы на входное воздействие в виде углового положения (кривая 1). Из сравнения кривых по рисункам 2.12 и 2.23 видно, что после коррекции системы последовательным ПИД-алгоритмом быстродействие системы изменилось с 60с до 2с.

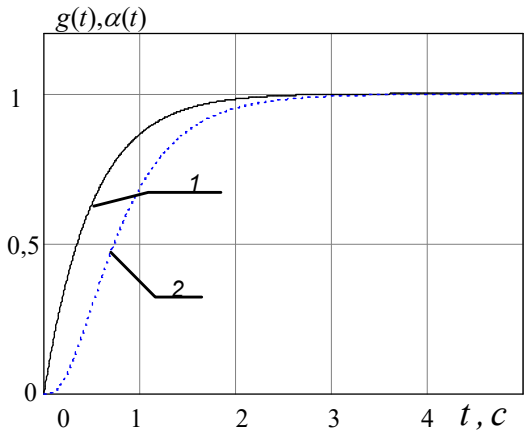


Рисунок 3.23. Входной и выходной сигналы в безразмерной форме: 1 – входной сигнал, 2 – выходной сигнал

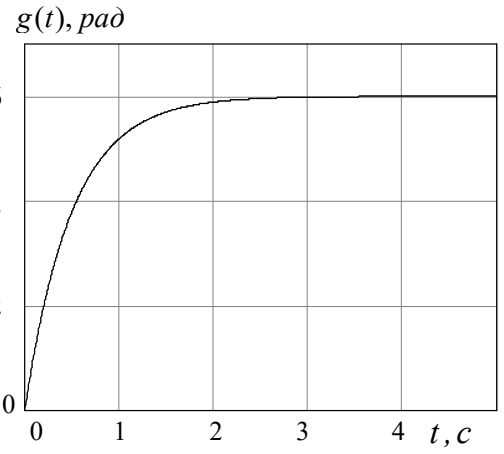


Рисунок 3.24. Входное угловое положение руля

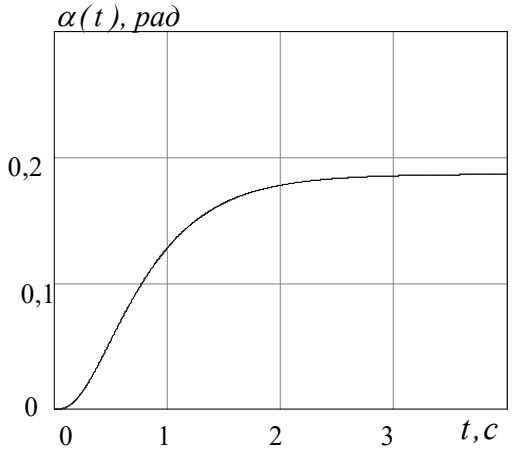


Рисунок 3.25. Угловое положение звеньев относительно друг друга

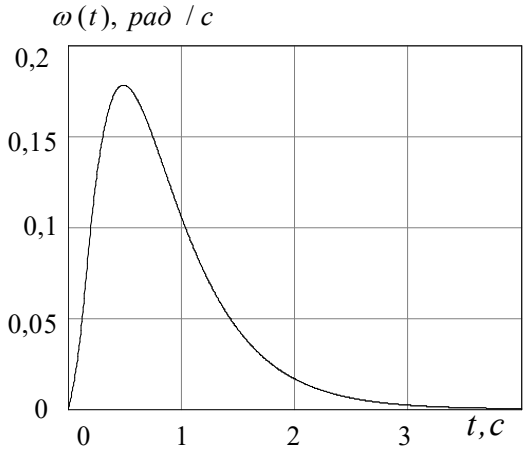


Рисунок 3.26. Угловая скорость звеньев относительно друг друга

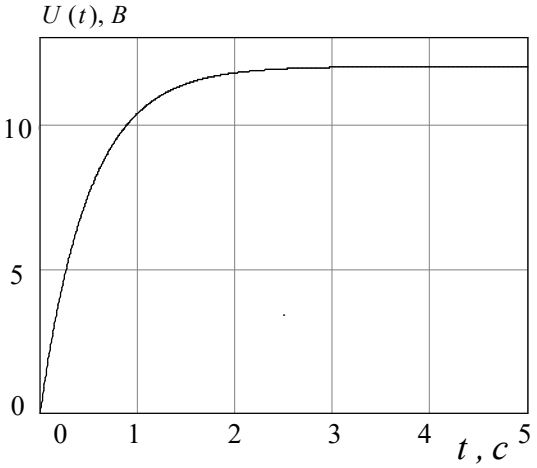


Рисунок 3.27. Напряжение в управляющей цепи

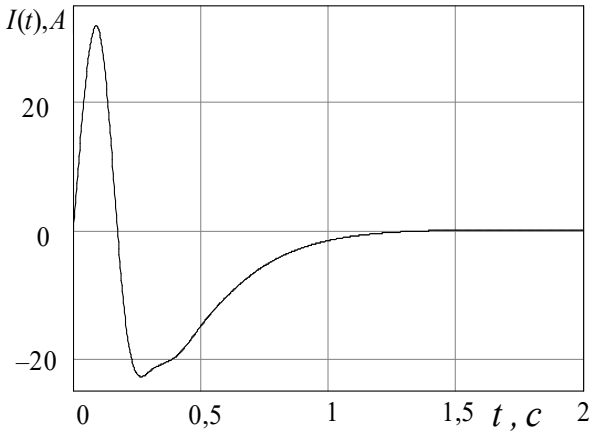


Рисунок 3.28. Сила тока в обмотке якоря

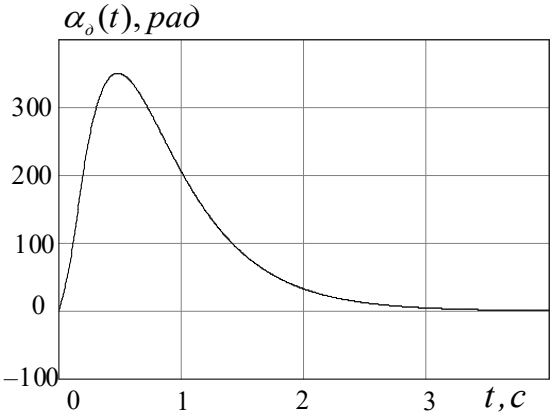


Рисунок 3.29. Угловое положение вала двигателя

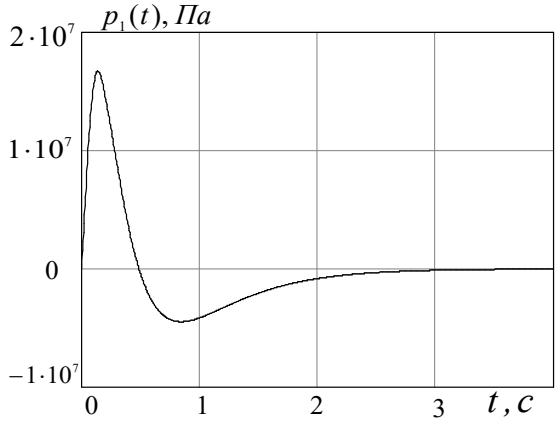


Рисунок 3.30. Давление в нагнетающей цепи

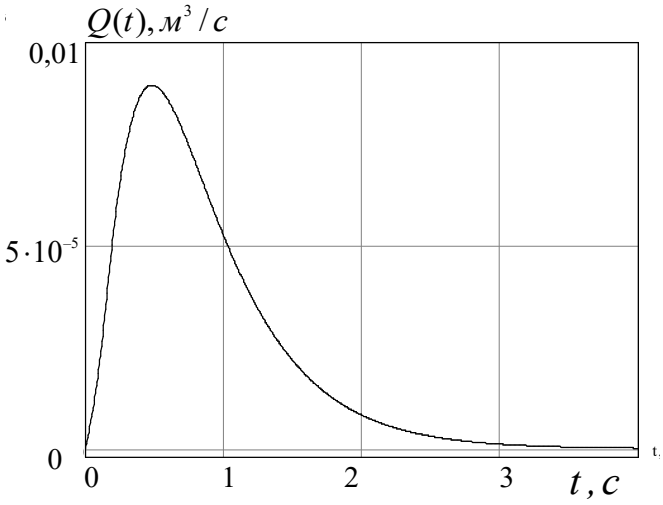


Рисунок 3.31. Подача насоса

Сравнение рисунков 3.19, 3.24 и 3.25 показывает, что выбранное соотношение значений коэффициентов ПИД-алгоритма дает адекватный коэффициент передачи системы управления коэффициенту исходного привода ДТМ «Витязь» марки ДТ-10 с ОС, основанной на гидравлической элементной базе, равной $K_{су}$=0,0316. Изменение скорости складывания звеньев заканчивается синхронно с изменением положения звеньев (рисунок 3.26). Для обеспечения заданных динамических свойств посредством выбранных параметров электрической части требуется повышение силы тока с 1А до 25А с уменьшением напряжения в обмотках якоря двигателя (рисунки 3.14, 3.27, 3.28).

Из рисунков также видно, что с введением регулятора одновременно с качественным переходным процессом выходного параметра ухудшается качество переходных процессов некоторых ненаблюдаемых переменных. Так, из рисунков процесс изменения силы тока (рисунок 3.28), давление в нагнетательной полости привода (рисунок 3.30) протекает с перерегулированием. Качество процесса изменения углового положения вала двигателя $\omega_д(t)$ и подачи АПН $Q(t)$ улучшается по времени и происходит синхронно с процессом изменения углового положения звеньев относительно друг друга $\alpha(t)$, при этом уменьшаются максимальные отклонения кривых (рисунки 3.16, 3.20, 3.29, 3.31).

Максимальное запаздывание системы составляет 0,4 секунды, что является достаточно малой величиной. Переходный процесс системы заканчивается одновременно с движением поворота руля. Улучшение динамических характеристик движения системы наблюдается из анализа кривых для всех переменных системы управления. Все кривые координат системы управления имеют ожидаемую форму во времени, показывают хорошее быстродействие.

На рисунке 3.32 представлены входной и выходной сигналы при разных значениях времени поворота руля, при этом входные сигналы в виде углового положения руля $g(t)$ представлены в виде кривых 1, 2, 3, а кривые 4, 5, 6 – являются выходными параметрами в виде угла складывания $\alpha(t)$. Видно, что выходной сигнал является чувствительным к длительности рулевого воздействия. На рисунке 3.33 представлены кривые реакции выходного сигнала при различных значениях установившегося сигнала (кривая 1 – при установившемся значении выходного сигнала, $g(t)=1$, кривая 2 – при установившемся значении выходного сигнала, $g(t)=0,5$). Система с высокой точностью отрабатывает входные сигналы, так как имеет астатизм.

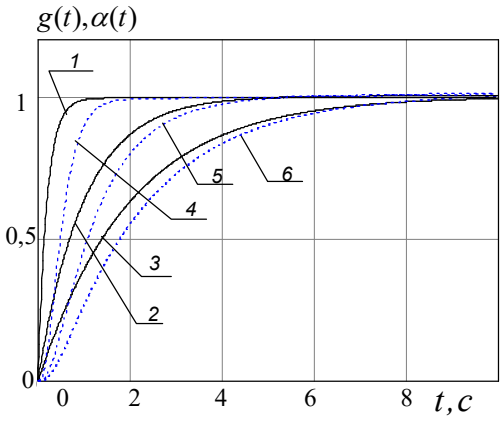


Рисунок 3.32. Реакция системы на входные сигналы различной скорости.

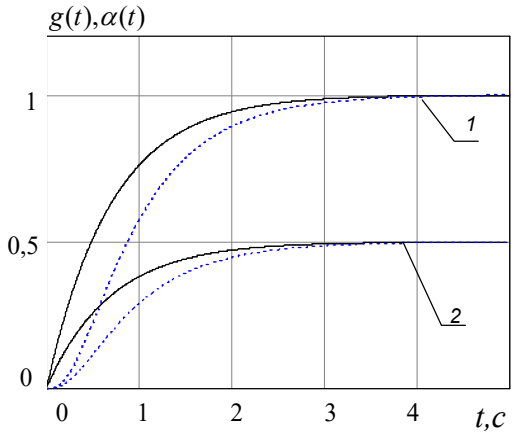


Рисунок 3.33. Реакции системы на входной сигнал в нормированной форме

На рисунках 3.34 и 3.35 представлены кривые силы тока и кривые давления в нагнетающей полости гидравлической системы при различных значениях входного сигнала (кривая 1 – при установившемся значении выходного сигнала, $g(t)=1$, кривая 2 – при установившемся значении выходного сигнала, $g(t)=0,5$).

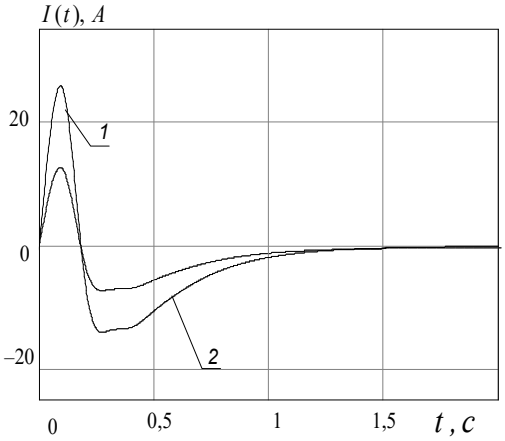


Рисунок 3.34. – Кривые силы тока при различных установившихся значениях входного сигнала

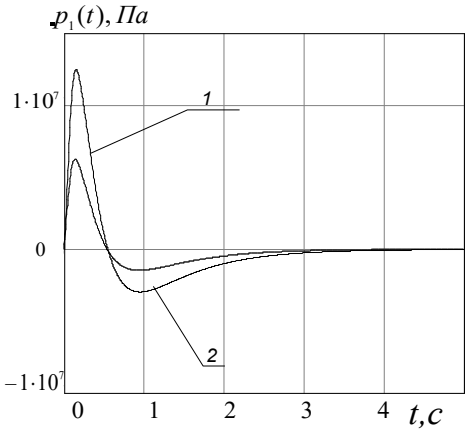


Рисунок 3.35. – Кривые давления при различных установившихся значениях входного сигнала

Видно, что при изменении длительности процесса поворота рулевым воздействием, модель адекватно воспроизводит задающий сигнал. При изменении амплитуды входного сигнала модель также изменяет амплитуду выходной кривой (рисунок 3.33). Сила тока в обмотках двигателя и давление

питания силовых цилиндров также адекватно реагируют на изменение амплитуды угла поворота рулевого колеса (рисунки 3.34, 3.35).

3.3.2 Настройка системы управления поворотами транспортера

В сложной системе, в том числе и в моделируемом объекте данной работы, элементарное звено ведет себя иначе, чем, например, в простом приводе из меньшего количества элементов. Поэтому, при проектировании сложных динамических систем полезно исследовать влияние параметров звена на всю динамику системы. При этом нужно понимать, что сложная система имеет большое количество связей, являющихся трудно осознаваемыми для человека, а изменение параметров звена может повлиять на динамику предыдущего звена. При этом определенные значения параметров определяют высокие динамические свойства системы автоматического управления.

Разработанная и реализованная в расчетах имитационная модель является методикой расчета системы управления гидравлического рулевого устройства и позволяет построить картину взаимосвязей между параметрами и поведением объекта, а также исследовать влияние параметров элементарных звеньев на динамику всей системы. При этом методика служит некоторым инструментом для исследования и изучения динамики объекта и позволяет имитировать систему при различных постоянных параметрах системы. Разработанная модель является удобным методом анализа динамики систем автоматического управления рулевыми приводами двухзвенных транспортных механизмов.

Так, изменение коэффициентов регулятора позволяет настроить систему управления складыванием кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга. В результате вычислительных экспериментов по последней рассмотренной модели установлено, что увеличение коэффициента пропорционального канала ведет к увеличению времени переходного процесса (рисунок 3.36), а при увеличении коэффициента интегрирующего канала система теряет устойчивость (рисунок 3.37).

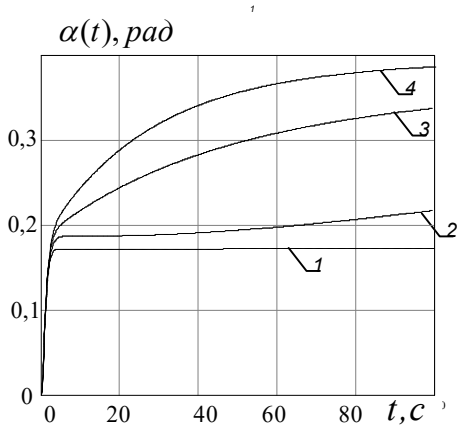


Рисунок 3.36. Угол поворота транспортера при коэффициентах пропорционального канала: *1*-$K_п$=0,05; 2 - $K_п$=1; 3 - $K_п$=2; 4 - $K_п$=2.

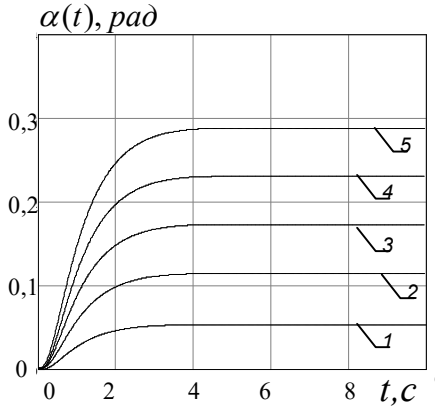


Рисунок 3.37. Угол поворота транспортера при коэффициентах интегрирующего канала управления управляющего устройства: 1 - $K_и$=0.03; 2 - $K_и$=3

Изменяя коэффициент дифференцирующего канала, можно управлять коэффициентом передачи всей системы, а значит, задавать коэффициент пропорциональности между угловым положением руля и углом поворота транспортера (рисунок 3.37). Изменение коэффициента пропорциональности ограничено физическими параметрами реальных устройств привода руля. Наибольший эффект изменение коэффициента пропорционального канала получает гидравлическая система. При увеличении коэффициента пропорционального канала производительность насоса, например, возрастает до недопустимо больших величин (рисунок 3.39).

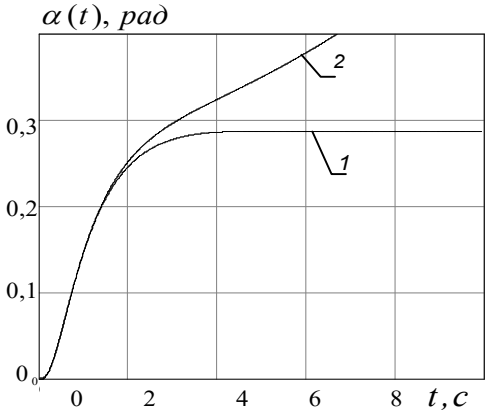


Рисунок 3.38. Угол поворота транспортера при коэффициентах дифференцирующего канала: *1*-$K_п$=0,05; 2 - $K_п$=1; 3 - $K_п$=2; 4 - $K_п$=2.

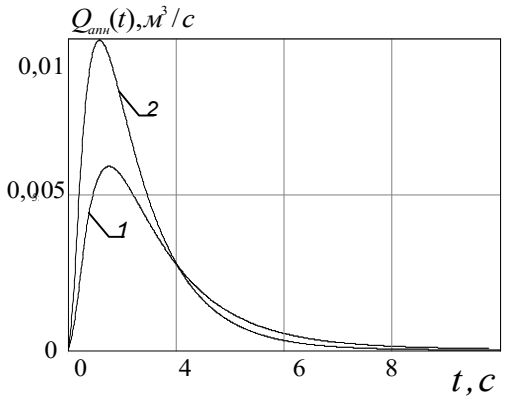


Рисунок 3.39. Производительность насоса при коэффициенте пропорционального канала: 1 - $K_и$=0.03; 2 - $K_и$=3.

Численные исследования показали адекватность и эффективность системы автоматического управления. Система автоматического управления имеет высокие динамические свойства, удовлетворяет высоким требованиям качества и быстродействия движения. Разработанная модель описывает лишь часть общего исследуемого процесса и имитирует процесс складывания кинематических звеньев транспортера. Модель является простой и компактной и пригодна для использования совместно с моделью возвратно-поступательного движения транспортера.

3.4 Разработка системы управления движением двухзвенного транспортного механизма при нормальных условиях функционирования

3.4.1. Выбор структуры системы управления движением двухзвенного транспортного механизма в нормальных условиях функционирования

Объект движения состоит из трех сепаратных подсистем. Два уравнения описывают возвратно-поступательное движение ДТМ на плоскости и одно уравнение описывает угловое положение ДТМ. Таким образом, создание системы управления многомерным объектом можно свести к созданию двух простейших следящих подсистем. Подсистема управления возвратно-поступательным движением ДТМ представляет собой систему автоматического управления по скорости движения двухзвенного транспортного механизма. Так, как угол поворота ДТМ должен быть пропорционален углу поворота рулевого колеса, вторая подсистема осуществляет управление по угловому положению ДТМ.

В связи с вышеизложенным структура системы управления при нормальных условиях ее функционирования представлена на рисунке 3.40.

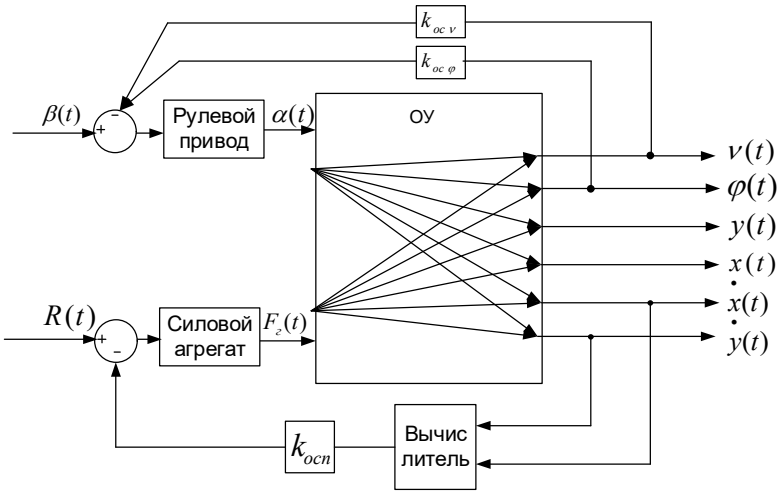


Рисунок 3.40. Структурная схема системы управления при нормальных условиях функционирования

Значение выходного параметра в виде скорости движения ДТМ можно найти из соотношения:

$$v(t) = \sqrt{|v_x(t)|^2 + |v_y(t)|^2},$$

где $v_x(t)$ – проекция скорости на ось x; $v_y(t)$ – проекция скорости на ось y.

Таким образом, определена базовая система автоматического управления движением гусеничного двухзвенного транспортного механизма.

3.4.2. Структура системы стабилизации заносов при совершении поворотов

В условиях плохого сцепления гусениц с грунтом с увеличением скорости и при поворотах возникают заносы ДТМ. Очевидно, что при совершении поворотов качество движения транспортных систем увеличивается при понижении скорости. При классическом проектировании регуляторов и управляющих устройств для многосвязных систем данная проблема решается перекрестными связями между сепаратными подсистемами. Данную связь можно определить и в действиях водителя-эксперта. При согласовании возвратно–поступательного и вращательного движений водитель пользуется определенной логикой. При совершении поворотов водитель притормаживает, сбрасывая скорость. При этом данную логику можно легко формализовать с помощью базы правил нечеткой логики.

Структурная схема логической системы стабилизации заносов с интеллектуальной связью сепаратных подсистем представлена на рисунке 3.41. Блок НЛ1 является блоком, реализующим нечеткий вывод, при этом сила обратной связи $R_{oc}(t)$ возрастает при увеличении угла поворота звеньев ДТМ. Водитель-эксперт при управлении ДТМ также руководствуется скоростью поворота при управлении скоростью поступательного движения. Поэтому сила обратной связи $R_{oc}(t)$ формируется по двум каналам и зависит не только от углового положения кинематических звеньев относительно друг друга, но и от скорости ее изменения. Блок НЛ 1 формирует два сигнала коррекции, которые складываются при подаче на управление. Сформированный блоком нечеткой логики сигнал умножается на коэффициент $K_{нл}$, определяющий силу интеллектуальной связи.

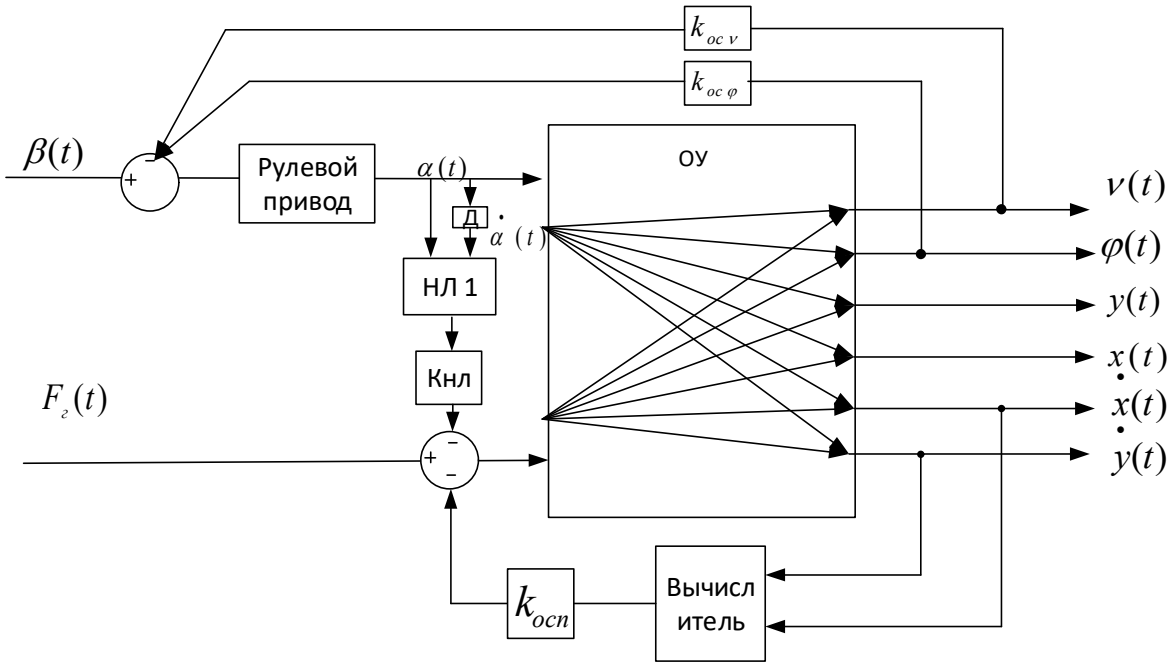


Рисунок 3.41 Логическая система стабилизации заносов:
ОУ – объект управления; $\beta(t)$ – угловое положение рулевого колеса; $F_г(t)$ – сила тяги гусениц; $K_{осп}$ – коэффициент обратной связи поступательного движения; $\varphi(t)$ – угловое положение ДТМ относительно оси координат; $x(t)$ – выходная координата положения по оси x; $y(t)$ – выходная координата положения по оси y; $K_{oc\varphi}$ – коэффициент обратной связи по угловому положению ДТМ; $K_{oc\,v}$ – коэффициент обратной связи по скорости изменения углового положения ДТМ

Таким образом, организована логическая нечеткая интеллектуальная связь между силой тяги гусениц, скоростью и угловым положением кинематических звеньев ДТМ, которая позволяет избежать процессы заноса ДТМ при движении в автоматическом режиме.

3.4.3. Нечеткая логическая система компенсации внешних возмущений с использованием невозмущенной модели

Рассмотренная исходная схема системы управления имеет высокие динамические свойства [41], хотя при внешних возмущениях цель управления системой не достигается. На практике внешние возмущения, вызванные пробуксовками гусениц, воздействием течения при пересечении водных преград, компенсируются водителем с помощью корректировки углового положения рулевого колеса. При этом водитель при принятии решения исходит из информации о разнице заданной траектории и фактического местоположения ДТМ.

На рисунке 3.42 представлена структурная схема всей системы управления, в которой к схеме на рисунке 3.41 добавлена система компенсации внешних возмущений.

Логическая интеллектуальная система компенсации основана на нечеткой логике и реализована в блоке НЛ 2. Блок НЛ2 формирует корректирующее значение $\beta_к(t)$ углового положения рулевого задающего сигнала $\beta(t)$ в зависимости от величины отклонения по одному из координат плоскости и по ее скорости изменения. Входные параметры для блока НЛ2 подготавливаются логическим блоком. Логический блок реализует анализ отклонений ДТМ от некоторой заданной траектории и выбирает наиболее информативные параметры. В качестве устройства, задающего эталонную траекторию, в диссертационной работе используется невозмущенная модель объекта управления (НМ ОУ).

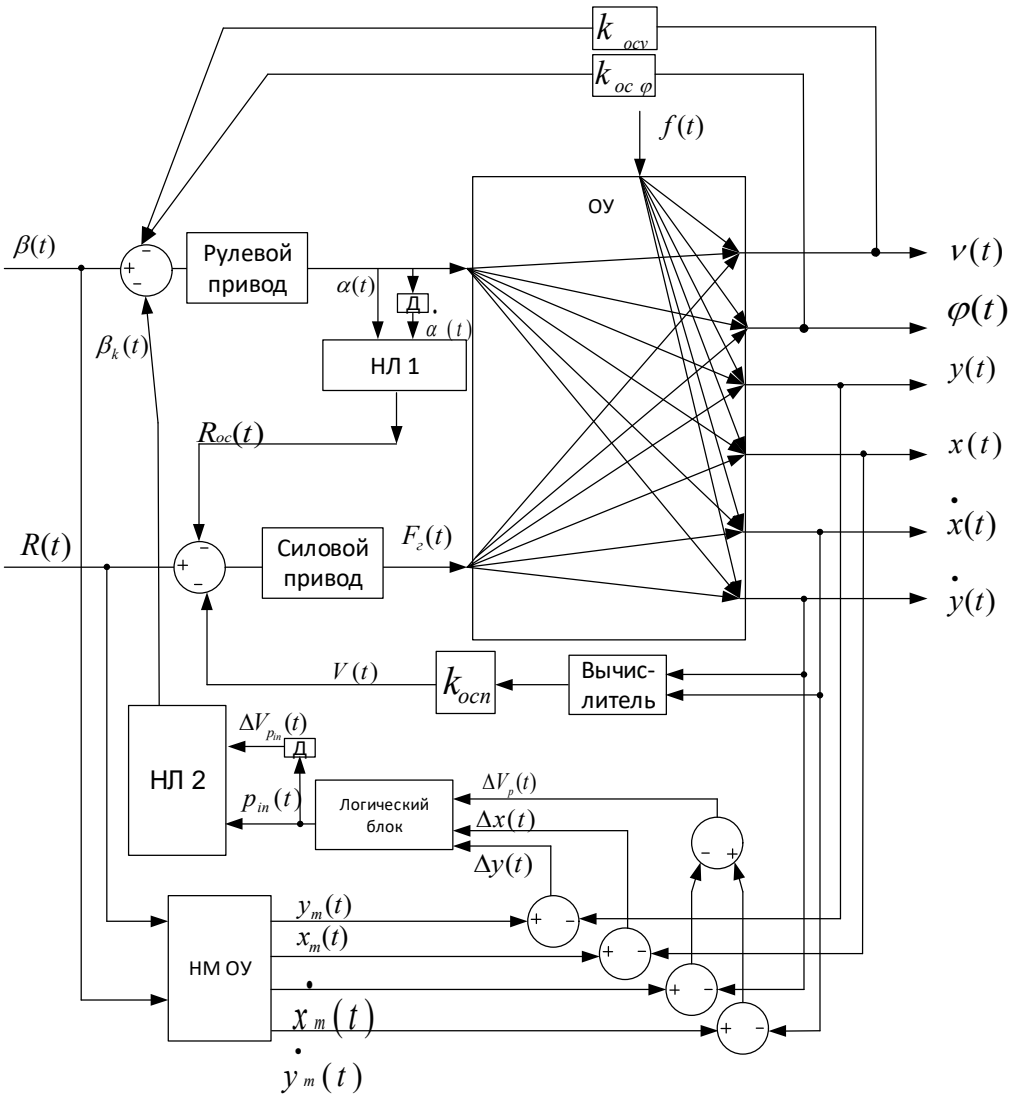


Рисунок 3.42. Система управления движением ДТМ:
НМ ОУ – невозмущенная модель объекта управления; НЛ1– блок нечеткой логической системы компенсации возмущений; НЛ2 – блок нечеткой логической связи между сепаратными подсистемами; $\Delta x(t)$, $\Delta y(t)$ – координаты отклонения ДТМ от заданной траектории; $y_m(t)$, $x_m(t)$ – координата ДТМ, выдаваемые эталонной невозмущенной моделью

Таким образом, в диссертационной работе предложена структурная схема для интеллектуальной системы автоматического логического управления на основе нечеткой логики, состоящая из двух подсистем. Первая подсистема позволяет сбрасывать скорость ДТМ при поворотах, что ведет к увеличению динамических свойств движения при поворотах. Вторая подсистема позволяет компенсировать действующие на ДТМ возмущающие силы при движении.

3.5 Синтез интеллектуальной системы управления движением двухзвенного транспортного механизма на основе нечеткой логики

3.5.1. Синтез системы стабилизации заносов гусеничного двухзвенного транспортного механизма при выполнении поворотов

В пункте 3.3.2 на рисунке 3.41 рассмотрена структура интеллектуальной системы стабилизации заносов. Блок НЛ1 системы реализует нечеткий логический вывод управляющего параметра в виде значения R_{oc} (t), корректирующего задающее значение привода тяги гусениц R (t), в зависимости от величины угла складывания кинематических звеньев ДТМ $\alpha(t)$. Эти параметры имеют простую логическую связь. При увеличении угла складывания ДТМ должен сбрасывать скорость. Также структурой системы стабилизации предусматривается входной канал по скорости изменения угла складывания.

Определим нечеткую систему. В качестве входных лингвистических переменных выбраны угол складывания кинематических звеньев и ее скорость, а в качестве выходных – корректирующее значение задающего сигнала привода тяги гусениц:

- *угол складывания = {отрицательный большой, отрицательный малый, нулевой, положительный малый, положительный большой};*

- *скорость угла складывания = {отрицательная большая, отрицательная малая, нулевая, положительная малая, положительная большая};*

- *сила обратной связи пропорциональная {малая, средняя, большая};*

- *сила обратной связи дифференциальная {малая, средняя, большая}.*

В качестве лингвистических термов взяты кусочно-линейные функции, представленные в таблице 3.1. Параметры функций принадлежности равны следующим значениям: a= –0.9м, $в$= –0,45м, c=0м, d=0,45м, e=0,9м, af=0Н, cf=500Н, df=1000Н.

Таблица 3.1. Функции принадлежности нечеткой системы

Термы	Функции принадлежности	Термы	Функции принадлежности
Угол отрицательный большой	$\mu^{\alpha}{}_1 = \begin{cases} 1, если_\alpha(t) < a \\ \frac{\alpha(t)-b}{b-a} + 1, если_a < \alpha(t) < b \\ 0, если_\alpha(t) > b \end{cases}$	Скорость отрицательная большая	$\mu^{\frac{d\alpha}{dt}}{}_1 = \begin{cases} 1, если_\alpha(t) < a \\ \frac{\alpha(t)-b}{b-a} + 1, если_a < \alpha(t) < b \\ 0, если_\alpha(t) > b \end{cases}$
Угол отрицательный малый	$\mu^{\alpha}{}_2 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < a \\ \frac{\alpha(t)-a}{b-a}, если_a \le \alpha(t) \le b \\ \frac{b-\alpha(t)}{c-b} + 1, если_b \le \alpha(t) \le c \\ 0, если_\alpha(t) > c \end{cases}$	Скорость отрицательная большая	$\mu^{\frac{d\alpha}{dt}}{}_2 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < a \\ \frac{\alpha(t)-a}{b-a}, если_a \le \alpha(t) \le b \\ \frac{b-\alpha(t)}{c-b} + 1, если_b \le \alpha(t) \le c \\ 0, если_\alpha(t) > c \end{cases}$
Нулевой угол	$\mu^{\alpha}{}_3 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < b \\ \frac{\alpha(t)-b}{c-b}, если_b \le \alpha(t) \le c \\ \frac{c-\alpha(t)}{d-c} + 1, если_c \le \alpha(t) \le d \\ 0, если_\alpha(t) > d \end{cases}$	Скорость нулевая	$\mu^{\frac{d\alpha}{dt}}{}_3 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < b \\ \frac{\alpha(t)-b}{c-b}, если_b \le \alpha(t) \le c \\ \frac{c-\alpha(t)}{d-c} + 1, если_c \le \alpha(t) \le d \\ 0, если_\alpha(t) > d \end{cases}$
Угол положительный малый	$\mu^{\alpha}{}_4 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < c \\ \frac{\alpha(t)-c}{d-c}, если_c \le \alpha(t) \le d \\ \frac{d-\alpha(t)}{e-d} + 1, если_d \le \alpha(t) \le e \\ 0, если_\alpha(t) > e \end{cases}$	Скорость положительная малая	$\mu^{\frac{d\alpha}{dt}}{}_4 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < c \\ \frac{\alpha(t)-c}{d-c}, если_c \le \alpha(t) \le d \\ \frac{d-\alpha(t)}{e-d} + 1, если_d \le \alpha(t) \le e \\ 0, если_\alpha(t) > e \end{cases}$
Угол положительный большой	$\mu^{\alpha}{}_5 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < d \\ \frac{\alpha(t)-d}{e-d}, если_d \le \alpha(t) \le e \\ 1, если_\alpha(t) > e \end{cases}$	Скорость положительная большая	$\mu^{\frac{d\alpha}{dt}}{}_5 = \begin{cases} 0, если_\alpha(t) < d \\ \frac{\alpha(t)-d}{e-d}, если_d \le \alpha(t) \le e \\ 1, если_\alpha(t) > e \end{cases}$
Сила малая	$\mu^{Fn}{}_1 = \begin{cases} 1, если_Fn(t) < af \\ \frac{Fn(t)-bf}{bf-af} + 1, если_af < Fn(t) < bf \\ 0, если_Fn > bf \end{cases}$	Сила малая	$\mu^{F\partial}{}_1 = \begin{cases} 1, если_F\partial(t) < af \\ \frac{F\partial(t)-bf}{bf-af} + 1, если_af < F\partial(t) < bf \\ 0, если_F\partial > bf \end{cases}$
Сила средняя	$\mu^{Fn}{}_4 = \begin{cases} 0, если_Fn(t) < af \\ \frac{Fn(t)-af}{bf-ff}, если_af \le Fn(t) \le bf \\ \frac{bf-Fn(t)}{cf-bf} + 1, если_bf \le Fn(t) \le cf \\ 0, если_Fn(t) > cf \end{cases}$	Сила средняя	$\mu^{F\partial}{}_2 = \begin{cases} 0, если_F\partial(t) < af \\ \frac{F\partial(t)-af}{bf-af}, если_af \le F\partial(t) \le bf \\ \frac{bf-F\partial(t)}{cf-bf} + 1, если_bf \le F\partial(t) \le cf \\ 0, если_F\partial(t) > cf \end{cases}$
Сила большая	$\mu^{Fn}{}_5 = \begin{cases} 0, если_Fn(t) < bf \\ \frac{Fn(t)-bf}{cf-bf}, если_bf \le Fn(t) \le cf \\ 1, если_Fn(t) > cf \end{cases}$	Сила большая	$\mu^{F\partial}{}_3 = \begin{cases} 0, если_F\partial(t) < bf \\ \frac{F\partial(t)-bf}{cf-bf}, если_bf \le F\partial(t) \le cf \\ 1, если_F\partial(t) > cf \end{cases}$

В таблице 3.2 представлена база нечетких правил продукции. Каждый канал имеет по аналогичной базе правил. Каждая база правил синтезирована так, что при увеличении модуля угла складывания кинематических звеньев

ДТМ и ее скорости увеличиваются значения корректирующих параметров каналов.

Таблица 3.2. База правил нечеткой системы стабилизации заносов ДТМ

№	Угол складывания звеньев	Сила обратной связи по пропорциональному каналу
1	«угол нулевой»	«сила малая»
2	«угол положительный малый» или «угол отрицательный малый»	«сила средняя»
3	«угол отрицательный большой» или «угол положительный большой»	«сила большая»
№	**Скорость угла складывания звеньев**	**Сила обратной связи по каналу скорости**
1	«скорость нулевая»	«сила малая»
2	«скорость положительная малая» или «скорость отрицательная малая»	«сила средняя»
3	«скорость отрицательная большая» или «скорость положительная большая»	«сила большая»

В качества алгоритма управления выбран алгоритм «минимума - максимума». В качестве метода деффазификации выбран метод центра масс.

Выбранный алгоритм повторяет поведение водителя-эксперта и выполняет простую логику управления, заключающуюся в том, чтобы снижать скорость при выполнении поворотов.

3.5.2 Синтез интеллектуальной системы компенсации возмущений при движении

Если обратиться к опыту эксперта-водителя, то коррекцию отклонений он выполняет по одному параметру. Этим параметром является кратчайшее расстояние между фактическим положением и траекторией движения. Создание такого алгоритма является трудоемким и требует повышения вычислительных ресурсов. Подобным образом коррекцию можно проводить по одной, более удобной, координате положения, а точнее – по ее отклонению. Коррекцию в работе предлагается вести по отклонению по координате, на ось которой вектор скорости проецируется в меньшую величину, чем в другую (рисунки 3.43 и 3.44). На рисунке 3.43 представлены две кривые,

иллюстрирующие описанный порядок выбора координаты для коррекции: «Ф» – фактическая, «З» – заданная. Так, численные значения проекции скорости на ось y – $V_y^{ф}(t)$ меньше, чем проекция фактической скорости на ось x – $V_x^{ф}(t)$, а на рисунке 3.43 – больше [48,49].

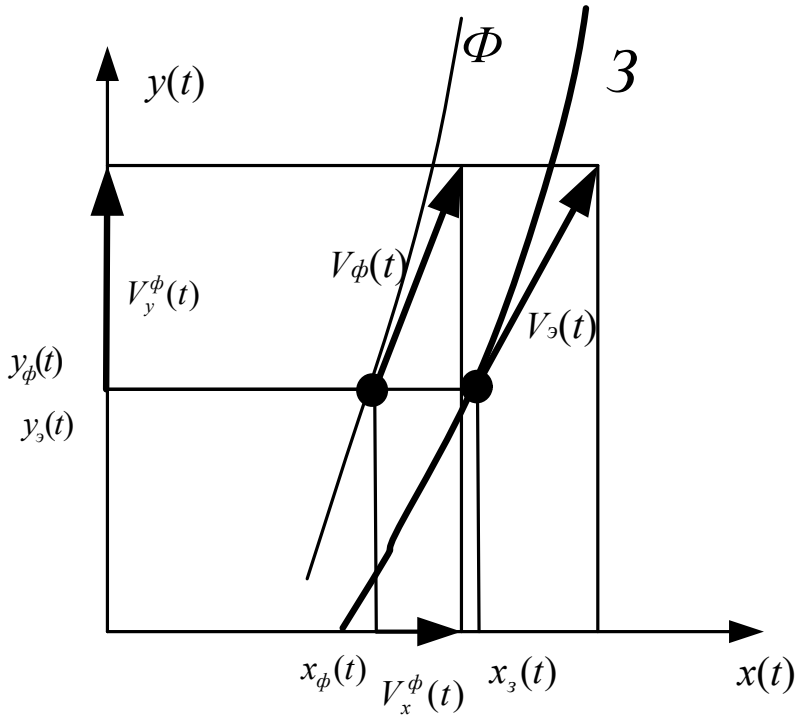


Рисунок 3.43. Ситуация, при которой $V_y^{ф}(t) < V_x^{ф}(t)$

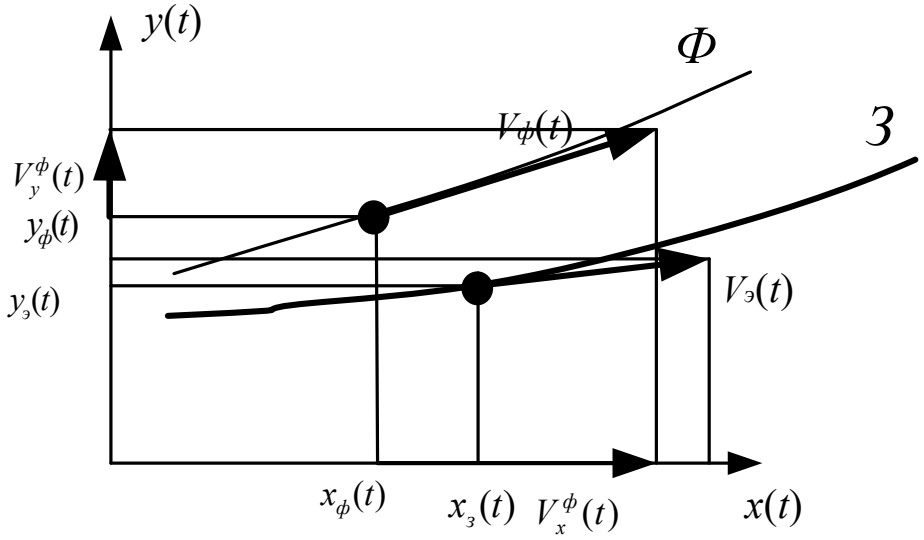


Рисунок 3.44. Ситуация, при которой $V_y^{ф}(t) > V_x^{ф}(t)$.

Соответственно, в первом случае коррекцию отклонения удобнее проводить по разности между заданным и фактическим значениями отклонения по координате *x*.

$$\Delta x = x^{з}(t) - x^{ф}(t). \tag{3.4}$$

А в случае как рисунке 3.44 – по разности между заданным и фактическим значениями отклонения по координате *y*:

$$\Delta y = y^{з}(t) - y^{ф}(t). \tag{3.5}$$

Для пояснения способа определения входных параметров в блоке принятия решения на рисунках 3.45 и 3.46 представлены ситуации отклонений ДТМ от заданного маршрута. Траектория движения ДТМ задана в виде кривой «З», положение ДТМ на которой определяется координатами $(x^{з}(t),\ y^{з}(t))$. По заданной кривой можно определить заданную скорость движения $\Delta V^{з}(t)$. Отклоняясь, ДТМ имеет фактические («Ф», рисуноки 3.45, 3.46) координаты $(x^{ф}(t), y^{ф}(t))$ и скорость $\Delta V^{ф}(t)$. Являясь векторными величинами, данные скорости проецируются на оси координат: фактическая, как $V_x^{ф}(t)$ и $V_y^{ф}(t)$, заданная, как $V_x^{з}(t)$ и $V_y^{з}(t)$.

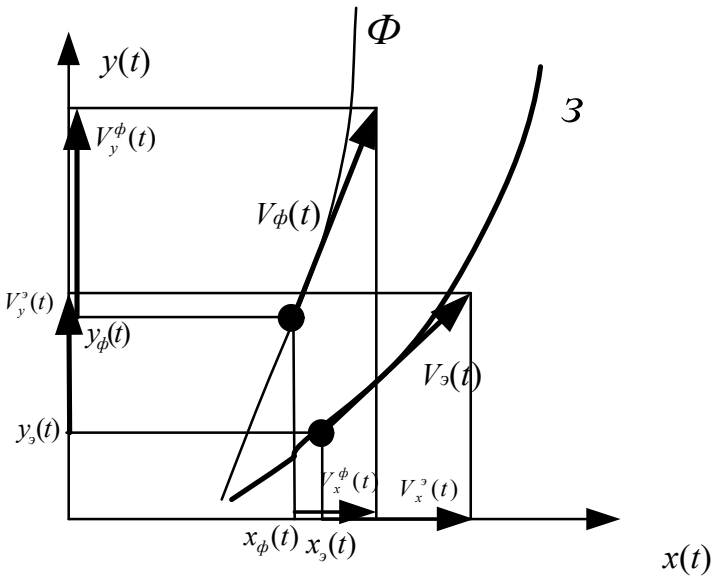


Рисунок 3.45. Ситуация отклонения ДТМ от заданного маршрута при $\Delta V_p(t) > 0$.

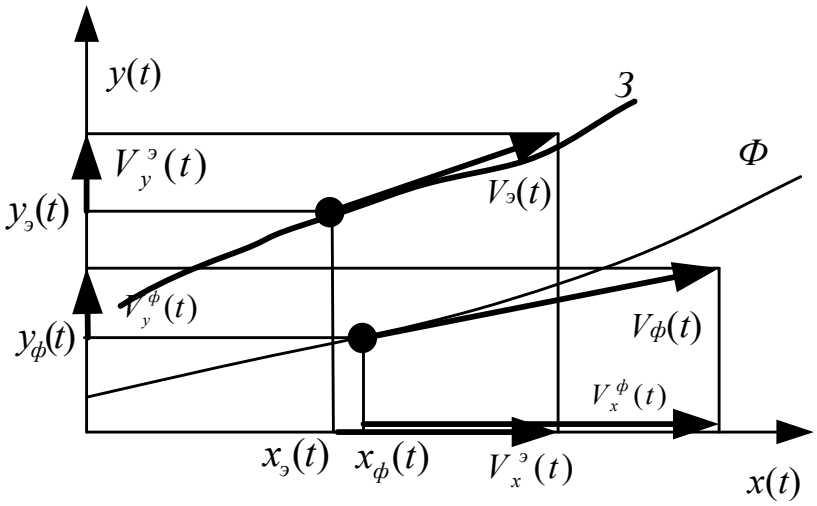


Рисунок 3.46. Ситуация отклонения ДТМ от заданного маршрута при $\Delta V_p(t) < 0$.

При этом, решение, по какому из перечисленных параметров проводить коррекцию, принимается по знаку параметра, определяемому по выражению:

$$\Delta V_p(t) = \Delta V_x(t) - \Delta V_y(t) = (V_x^э(t) - V_x^ф(t)) - (V_y^э(t) - V_y^ф(t)). \qquad (3.6)$$

Разности скоростей $\Delta V_x(t)$, $\Delta V_y(t)$ определяют отличие проекций заданной скорости и фактической скорости. Разность $\Delta V_p(t)$ несет в себе информацию о направлении отклонения, или, точнее будет сказать, этот параметр несет информацию о том, на какую из осей вектор скорости проецируется в меньший величину, чем в другую. При этом информацию несет знак данного параметра. Так, если $\Delta V_p(t) > 0$, то вектор скорости движения проецируется на ось *x* в большую величину, чем на ось *y*. Это значит, что коррекцию эффективнее проводить по оси *y*. А если $\Delta V_p(t) < 0$, то вектор скорости движения проецируется на ось *y* в большую величину, чем на ось *x*, т.е. коррекцию эффективнее проводить по оси *x*.

Коррекция будет проводиться по двум каналам. По первому каналу корректируется направление ДТМ по отклонению его от заданной величины,

а по второму каналу – по скорости отклонения. На рисунке 3.47 представлена логическая схема блока принятия решения и логического управления.

Организация вычислений входных параметров в блок нечеткой логики осуществляется по формулам (3.4)–(3.6). Блок «НЛ 2» осуществляет вычисление сигнала управления по отклонению и по скорости отклонения ДТМ. Блок имеет два входа и один выход. В зависимости от знака параметра $\Delta V_p(t)$ на вход НБ2 подается либо параметр Δx, либо параметр Δy.

Лингвистические переменные логического блока представлены на рисунках 3.48–3.51. Входные лингвистические переменные состоят из трех термов, а выходные - из пяти.

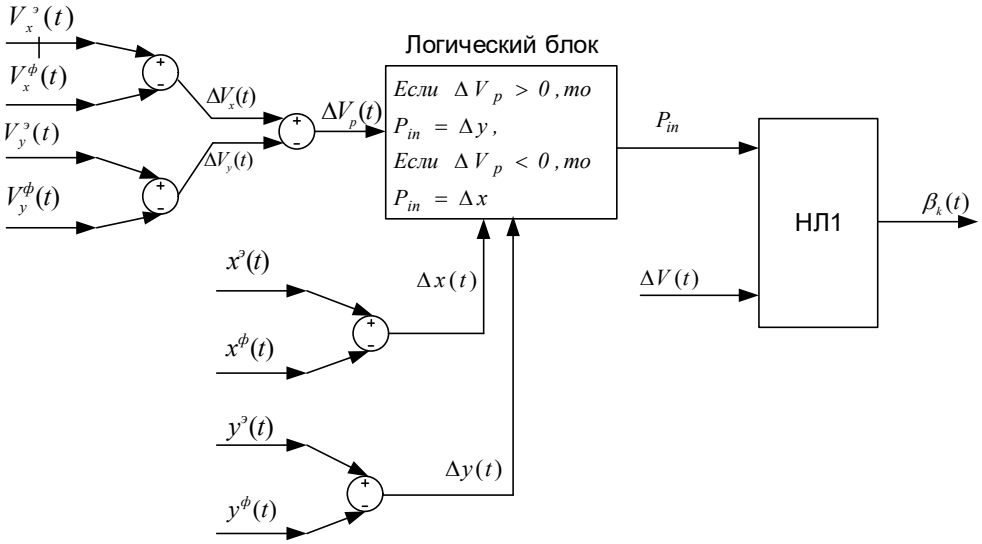


Рисунок 3.47. Нечеткий блок принятия решений

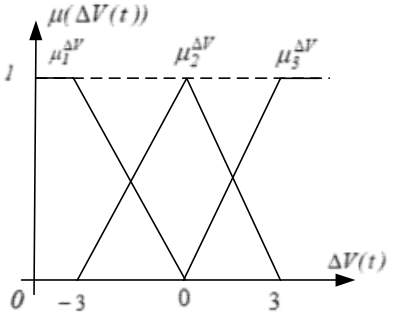


Рисунок 3.48. Лингвистическая переменная «разность скоростей ДТМ»

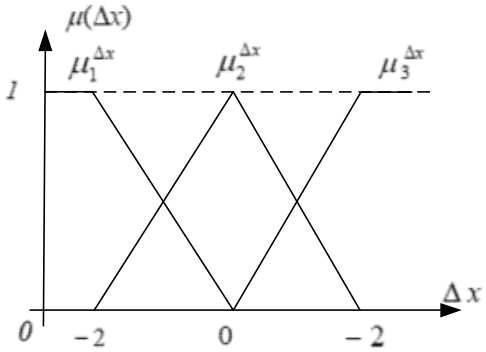


Рисунок 3.49. Лингвистическая переменная «отклонение ДТМ по оси *x*»

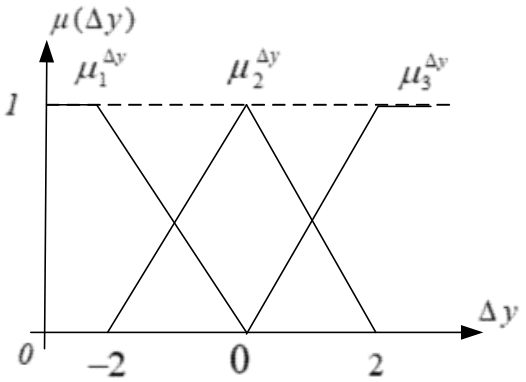


Рисунок 3.50. Лингвистическая переменная «отклонение ДТМ по оси *y*»

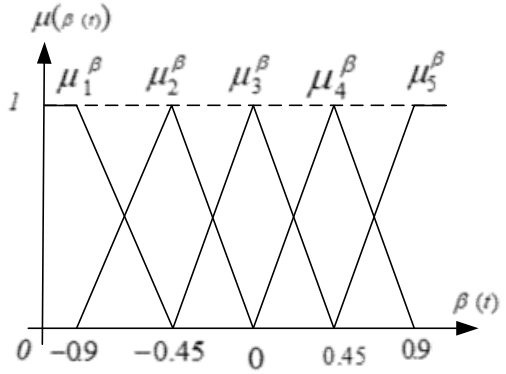


Рисунок 3.51. Лингвистическая переменная «коррекция по отклонению ДТМ»

Правила нечеткой продукции представлены в таблицах 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3. База нечетких правил при $\Delta V_p(t) > 0$

	отклонение Δy			Скорость отклонение ΔVy			Корректирующий угол β	
Если	$\mu_1^{\Delta y}$	отрицательный	и	$\mu_1^{\Delta V}$	отрицательный	то	μ_1^{β}	отрицательный большой
	$\mu_2^{\Delta y}$	нулевой		$\mu_1^{\Delta V}$	нулевой		μ_3^{β}	нулевой
	$\mu_3^{\Delta y}$	положительный		$\mu_1^{\Delta V}$	положительный		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_1^{\Delta y}$	отрицательный		$\mu_2^{\Delta V}$	отрицательный		μ_2^{β}	отрицательный малый
	$\mu_2^{\Delta y}$	нулевой		$\mu_2^{\Delta V}$	нулевой		μ_3^{β}	нулевой
	$\mu_3^{\Delta y}$	положительный		$\mu_2^{\Delta V}$	положительный		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_1^{\Delta y}$	отрицательный		$\mu_3^{\Delta V}$	отрицательный		μ_2^{β}	отрицательный малый
	$\mu_2^{\Delta y}$	нулевой		$\mu_3^{\Delta V}$	нулевой		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_3^{\Delta y}$	положительный		$\mu_3^{\Delta V}$	положительный		μ_5^{β}	положительный большой

Для исследования эффективности разработанной системы управления в качестве нечеткого алгоритма в экспериментах применялся стандартный метод «минимума-максимума». В качестве метода деффазификации выбран метод центра тяжести.

Таблица3.4. База нечетких правил при $\Delta V_p(t) < 0$

	отклонение Δx			Скорость отклонение ΔVx			Корректирующий угол β	
Если	$\mu_1^{\Delta x}$	отрицательный	и	$\mu_1^{\Delta V}$	отрицательный	то	μ_1^{β}	отрицательный большой
	$\mu_2^{\Delta x}$	нулевой		$\mu_1^{\Delta V}$	нулевой		μ_3^{β}	нулевой
	$\mu_3^{\Delta x}$	положительный		$\mu_1^{\Delta V}$	положительный		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_1^{\Delta x}$	отрицательный		$\mu_2^{\Delta V}$	отрицательный		μ_2^{β}	отрицательный малый
	$\mu_2^{\Delta x}$	нулевой		$\mu_2^{\Delta V}$	нулевой		μ_3^{β}	нулевой
	$\mu_3^{\Delta x}$	положительный		$\mu_2^{\Delta V}$	положительный		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_1^{\Delta x}$	отрицательный		$\mu_3^{\Delta V}$	отрицательный		μ_2^{β}	отрицательный малый
	$\mu_2^{\Delta x}$	нулевой		$\mu_3^{\Delta V}$	нулевой		μ_4^{β}	положительный малый
	$\mu_3^{\Delta x}$	положительный		$\mu_3^{\Delta V}$	положительный		μ_5^{β}	положительный большой

Таким образом, в данном разделе предложено алгоритмическое обеспечение процесса управления и определена интеллектуальная нечеткая логическая система компенсации движения ДТМ при возмущении и система стабилизации заносов при движении ДТМ. Разработанные алгоритмы позволяют упростить математический вычислительный аппарат, что является важным при разработке систем управления ДТМ.

Выводы по третьей главе

1. Получена САУ гидравлическим рулевым приводом двухзвенного транспортного механизма, основанная на введении местной электрической обратной связи по угловому положению электромеханического устройства и обратной связи по угловому положению кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга, для изменения наклонной шайбы аксиально-поршневого насоса, управляющей гидравлическим рулевым приводом. Результаты научной работы автора диссертации по САУ рулевого привода, описанных в параграфах 3.2, 3.3, использованы при выполнении научно–исследовательской работы

«Подвижность» (договор №3–14 от 15.08.2014г. между филиалом ФГБОУ ВО «УГАТУ» в г. Ишимбае и АО «МК «Витязь») (приложение Д). Результаты параграфов 3.2, 3.3, 3.4 внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «УГАТУ» (Приложения Е, Ж).

2. Предложена система автоматического интеллектуального логического управления на основе нечеткой логики, состоящая из двух подсистем. Первая подсистема позволяет сбрасывать скорость ДТМ при поворотах, что ведет к увеличению динамических свойств движения при поворотах. Вторая подсистема позволяет компенсировать действующие на ДТМ при движении возмущающие силы. Результаты научной работы, описанные в параграфах 3.4, 3.5, внедрены в учебный процесс ФГБОУ ВО «УГАТУ» (Приложения Е, Ж).

3. Предложено алгоритмическое обеспечение процесса управления и определены интеллектуальные нечеткие логические системы управления. Разработанные алгоритмы позволяют упростить математический вычислительный аппарат, необходимый при управлении ДТМ в условиях неопределенности.

Глава 4. Анализ эффективности и адекватности системы управления движением мобильного двухзвенного транспортного механизма на основе численных экспериментов

Материалы данной главы излагаются в соответствии с работами автора диссертации [47 – 49].

4.1 Адекватность исходной имитационной модели движения двухзвенного транспортного механизма

Для обоснования адекватности разработанной имитационной модели движения ДТМ движению реального объекта в диссертационной работе проведены эксперименты с применением ДТМ «Витязь» модели ДТ 10 на предприятии ОАО «МК «Витязь». Порядок эксперимента, разработанный автором работы, схематично проиллюстрирован на рисунке 4.1.

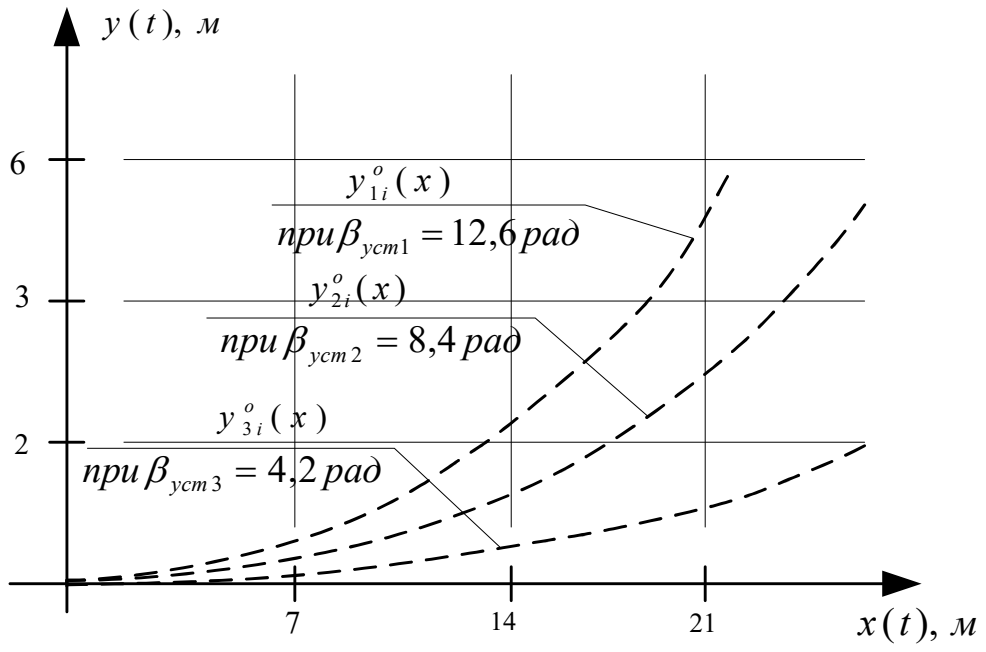


Рисунок. 4.1. Иллюстрация порядка эксперимента:
$y_{1i}^{0}(t)$, $y_{2i}^{0}(t)$, $y_{3i}^{0}(t)$ – траектории ДТМ при рулевых воздействиях при установившихся значениях углового положения рулевого колеса $\beta_{уст1}(t) = 12{,}6$ рад, $\beta_{уст2}(t) = 8{,}4$ рад, $\beta_{уст2}(t) = 4{,}2$ рад, соответственно

Движение ДТМ начинается с начала координат и продолжается по одной из траекторий $y_{1i}^{0}(t)$, $y_{2i}^{0}(t)$, $y_{3i}^{0}(t)$. Совместно с началом движения начинается поворот кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга, в результате чего ДТМ совершает поворот. Эксперимент состоит из трех серий. Каждой серии соответствует по три захода ДТМ (i=1,2,3) с одним установившимся значением углового положения рулевого колеса, соответственно: $\beta_{уст\,1}(t) = 12{,}6$ рад, $\beta_{уст\,2}(t) = 8{,}4$ рад, $\beta_{уст\,2}(t) = 4{,}2$ рад. Поворот руля производится плавно в течение четырех секунд. Профиль кривой рулевого воздействия повторяет апериодическую кривую.

В ходе каждой серии экспериментов получено по три траектории при одном и том же значении установившегося значения угла рулевого колеса. Результаты каждого эксперимента (в итоге 9 экспериментов) записываются в таблицу 4.1 в виде координат трех точек траектории при: x_1=7м, x_2=14м, x_3=21м.

Таблица 4.1 – Результаты эксперимента над реальным объектом движения.

	$y_{1i}^{o}(x)$			$y_{2i}^{o}(x)$			$y_{3i}^{o}(x)$		
Номер траект.	y_{11}^{0}	y_{12}^{0}	y_{13}^{0}	y_{21}^{0}	y_{22}^{0}	y_{23}^{0}	y_{31}^{0}	y_{32}^{0}	y_{33}^{0}
x_1=7м	0,5	0,7	0,3	0,1	0,25	0,5	0,05	0,1	0,2
x_2 =14м	2,26	2,4	2,9	0,75	1,3	1,5	0,2	0,105	0,3
x_3=21м	6,3	5,5	6,8	3,2	3,1	3,35	0,4	0,475	0,6

На вход имитационной модели, выраженной уравнениями для движения ДТМ (2.5), (2.6), (2.7) и для привода (2.12), (2.17), (3.3), подавались три входных сигнала апериодической формы с установившимися значениями:

$\beta_{уст1}(t) = 12{,}6$ рад, $\beta_{уст2}(t) = 8{,}4$ рад, $\beta_{уст2}(t) = 4{,}2$ рад. Расчет модели проводился при значениях, представленных в приложении А. Сигналы, поданные на вход математической модели движения двухзвенного гусеничного ДТМ, представлены на рисунке 4.2.

Результаты расчета имитационной модели, выраженной уравнениями в виде интегральных кривых зависимостей углового положения ДТМ относительно оси *x* и траектории ДТМ по имитационной модели при заданных трех входных сигналах, представлены на рисунках 4.3 и 4.4, соответственно. На этих рисунках представлены по три интегральных кривых $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$, $\varphi_3(t)$ и $y_1(x)$, $y_2(x)$, $y_3(x)$, соответствующих входным угловым значениям $\beta_{уст1} = 12{,}6$ рад, $\beta_{уст2} = 8{,}4$ рад и $\beta_{уст3} = 4{,}2$ рад.

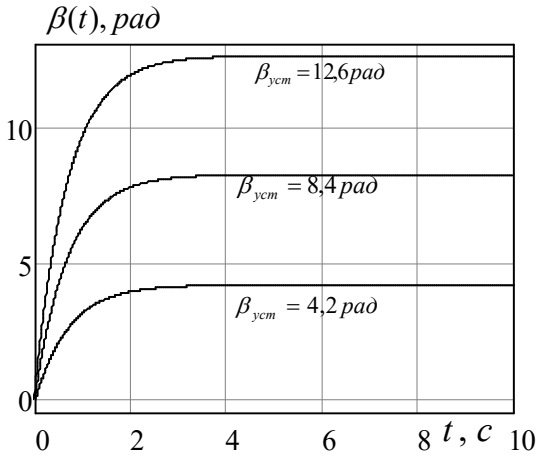


Рисунок 4.2. Угловое положение рулевого колеса

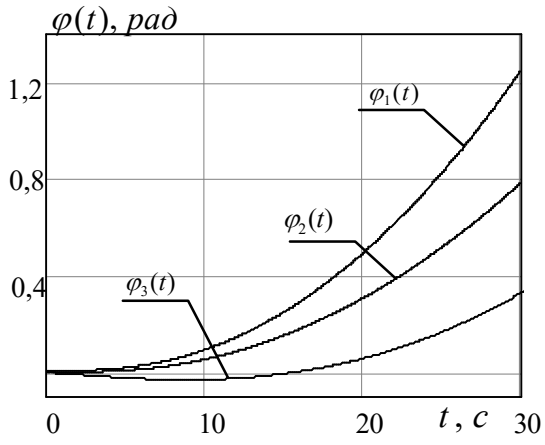


Рисунок 4.3. Угловое положение ДТМ относительно оси *x*

При уменьшении установившегося значения входного сигнала в виде угла рулевого колеса радиус поворота двухзвенного гусеничного ДТМ увеличивается, что соответствует адекватному движению. Изменение угла между продольной осью ДТМ и осью координат *x* также уменьшается при уменьшении установившегося значения входного сигнала.

На рисунках 4.5–4.7 представлены результаты сравнения траектории движения, выдаваемые моделью ДТМ (1) и реальным объектом (2).

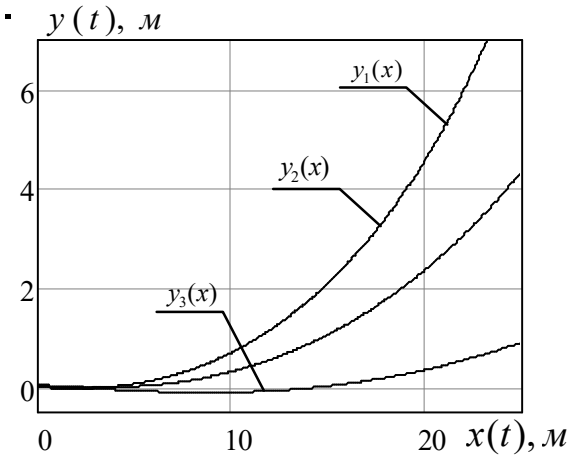


Рисунок 4.4. Траектории ДТМ по имитационной модели

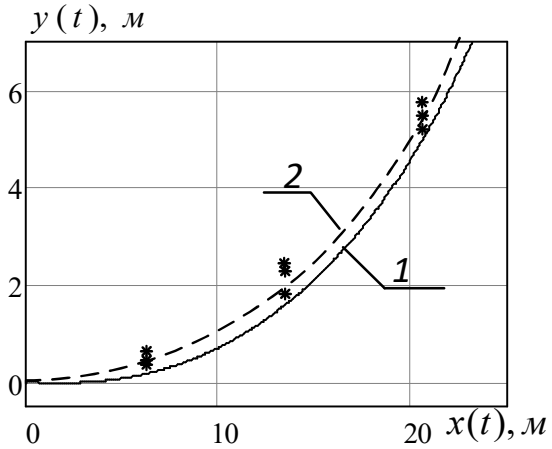


Рисунок 4.5. Траектории реального объекта и модели при $\beta_{уст} = 12{,}6$ рад

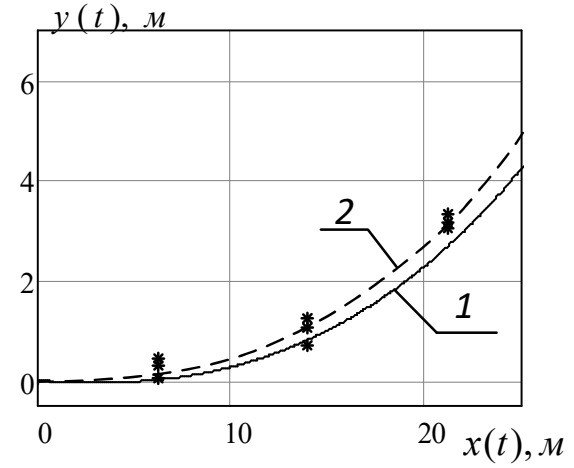


Рисунок 4.6. Траектории реального объекта и модели при $\beta_{уст} = 8{,}4$ рад

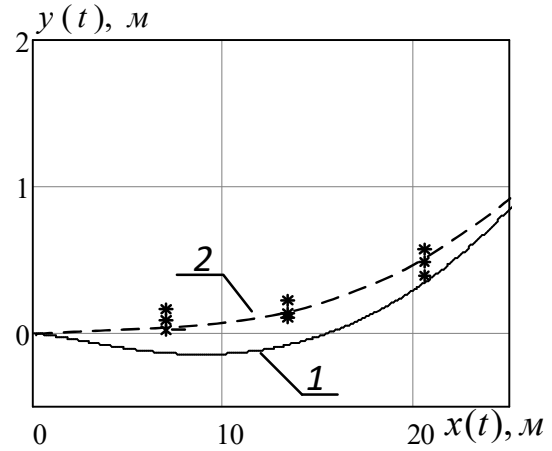


Рисунок 4.7. Траектории реального объекта и модели при $\beta_{уст} = 4{,}2$ рад

Из рисунков 4.5–4.7 видно, что радиус поворота при движении ДТМ по его модели мало отличается от радиуса поворота реального объекта движения. На рисунке 4.8 проиллюстрирован алгоритм определения расстояния отклонения траекторий в метрах.

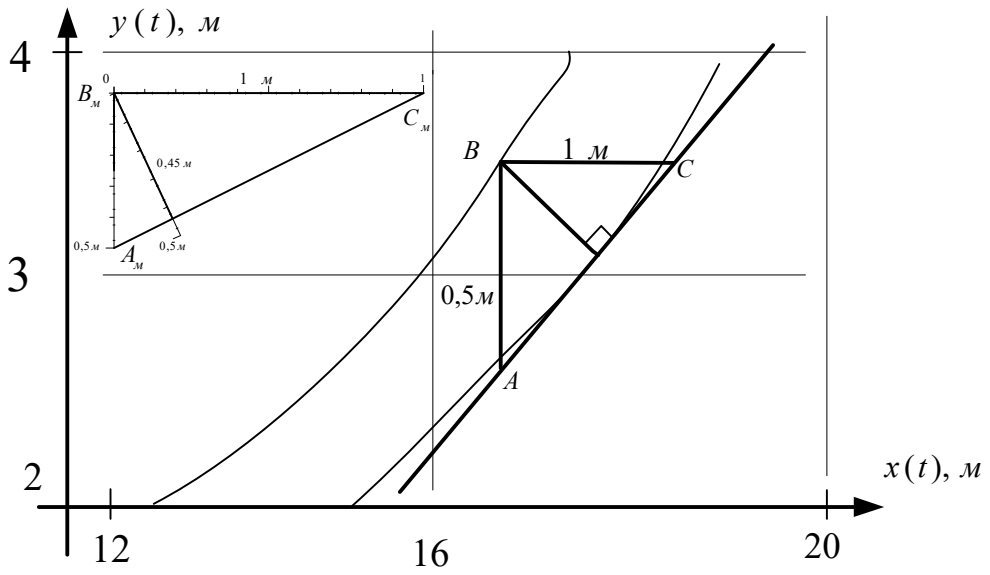


Рисунок 4.8 Определение величины отклонения траекторий реального объекта движения и модели ДТМ

Измерение отклонения ВН траектории реального ДТМ от его модели (рисунок 4.8) затруднено в связи с тем, что единичный отрезок осей координат имеет разную величину. Так, в треугольнике АВС катет ВС, представляющий собой расстояние между траекторией модели и траекторией реального объекта по оси *x*, равен 1м и имеет визуально меньшее значение, чем катет ВА, представляющий собой расстояние между траекторией модели и траекторией реального объекта по оси у, равный 0,5м. Поэтому на рисунке 4.8 построен треугольник $A_мB_мC_м$ в натуральную величину. Таким образом, высота треугольника ВН, представляющая собой отклонение траектории реального ДТМ от его модели, равна 0,45 м.

Также из рисунков 4.5 и 4.6 можно увидеть, что при увеличении значения угла поворота погрешность модели увеличивается. Но при минимальных значениях углового положения рулевого колеса заметен уход модели ДТМ в четвертый квадрант (рисунок 4.7, кривая 1) из-за малых значений углов между кинематическими звеньями ДТМ. Такое отклонения в малой мере присущ и реальному объекту, но траектория модели показывает заметные отклонения, ввиду неучтенного явления движение гусениц.

Таким образом, полученную модель можно считать адекватной реальному объекту, а разработанную концепцию исследования движения ДТМ – эффективной. Погрешность имитационной модели возрастает с увеличением значения входного сигнала и при максимальном отклонении траектории модели от траектории реального объекта не превышает 0,45 метра.

4.2 Проверка адекватности системы управления движением двухзвенного транспортного механизма в нормальных условиях функционирования

Для проверки адекватности системы автоматического управления движением ДТМ при нормальных условиях функционирования необходимо провести ряд вычислительных численных экспериментов с применением модели, которая описывается уравнениями движения ДТМ (2.5), (2.6), (2.7) и уравнениями привода (2.12), (2.17), (3.3). Расчет модели производится при значениях параметров, приведенных в приложении А. Обратные связи устанавливаются так, как представлено на рисунке 3.40. По результатам анализа профилей кривых переменных системы управления, быстродействию течения переходных процессов, вызванных входными управляющими сигналами, точности управления и качеству течения процессов выносится решение об адекватности разработанной системы управления поведению управляемого реального технического объекта. Вычислительные эксперименты состоят из двух серий. В первой серии экспериментов на вход системы подается задающий сигнал, имитирующий движение водителя. Целью этого задающего воздействия является выполнения одного цикла руления ДТМ, в результате которого меняется направление его движения.

Для имитации поворота руля для выполнения первой серии экспериментов в состав модели включается два дополнительных динамических звена, представленных нижеприведёнными выражениями (4.1) и (4.2). В качестве

динамических звеньев выбраны апериодическое и реально-дифференцирующее звенья:

$$T_a \frac{dg(t)}{dt} + g(t) = k_p, \tag{4.1}$$

$$T_д \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = k_д \frac{dg(t)}{dt}, \tag{4.2}$$

где $y(t)$ – угол поворота рулевого колеса в виде выходной кривой реального дифференцирующего звена; $g(t)$ –подаваемый в систему управления входной сигнал в виде кривой реально дифференцирующего звена.

Эти два уравнения при последовательном включении дадут входной сигнал в виде одного цикла руления со стороны водителя.

Во второй серии экспериментов рассматривается случай, когда ДТМ будет возвращен в прежнее направление движения вдоль оси x аналогичным движением руля в обратную сторону. При этом ДТМ меняет полосу движения. Для моделирования случая с двумя циклами руления уравнение (4.1) перепишем в виде

$$T_a \frac{dg(t)}{dt} + g(t) = \begin{bmatrix} k_p, \text{если} \cdot (t < t_1) \\ -k_p, \text{иначе} \end{bmatrix}. \tag{4.3}$$

Таким образом, в соответствии с выражением (4.3) после прохождения определенного времени входной сигнал будет иметь тот же профиль, что и в начале движения, но с отрицательным знаком коэффициента передачи.

4.2.1. Эксперимент с одним циклом руления при различных пиковых значениях входного сигнала

На рисунках 4.9–4.16 представлены результаты вычислительного эксперимента в виде нормированных кривых во времени. При проведении эксперимента на вход модели ДТМ задаются три входных сигнала в виде углового положения руля $\beta_i(t)$, имеющих форму кривых дифференцирующего звена, отличающиеся значениями пиковых значений углового положения руля:

$\beta_{1max}(t)$=6 *рад*, $\beta_{2max}(t)$=4 *рад*, $\beta_{3max}(t)$=2 *рад*. При этом кривые углов складывания звеньев $\alpha_i(t)$ также возвращаются в начальное положение (рисунок 4.9) и имеют небольшое запаздывание от входного сигнала. На этом же рисунке видно, что ДТМ на задающие изменения сигналов угла складывания отвечает углом направления движения $\varphi_i(t)$ установившимся значением при возврате задающего поворот угла складывания в нулевое положение. На рисунке 4.10 представлены кривые координат движения при различных входных сигналах $y_i(t)$ и $x_i(t)$. Кривые координат движения $x_i(t)$ совпадают друг с другом. Траектории движения ДТМ имеют разные углы по отношению к оси абсцисс в соответствии с установившимися углами продольной оси ДТМ относительно оси. По мере уменьшения уровня входного сигнала угол направления ДТМ соответственно уменьшается, что соответствует адекватному движению ДТМ.

На рисунках 4.12–4.16 представлены кривые угловых положений вала двигателя управляющего АПН $\alpha_{1\partial}(t)$, $\alpha_{2\partial}(t)$, $\alpha_{3\partial}(t)$, их скорости $\omega_{1\partial}(t)$, $\omega_{2\partial}(t)$, $\omega_{3\partial}(t)$, кривые давления в нагнетающей полости $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_2(t)$, кривые сил тока обмотки якоря электродвигателя $I_i(t)$ и кривые подач аксиально-поршневого насоса $Q_{ni}(t)$ при проведении различных экспериментах. При уменьшении амплитуды входного сигнала, амплитуды рассматриваемых кривых также уменьшаются.

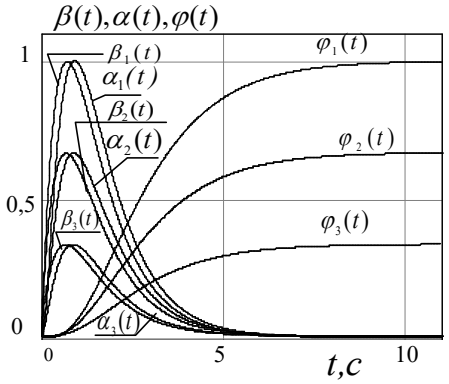


Рисунок 4.9. Угловое положение складывания звеньев ДТМ $\alpha(t)$ и угла его направления относительно оси $\varphi(t)$

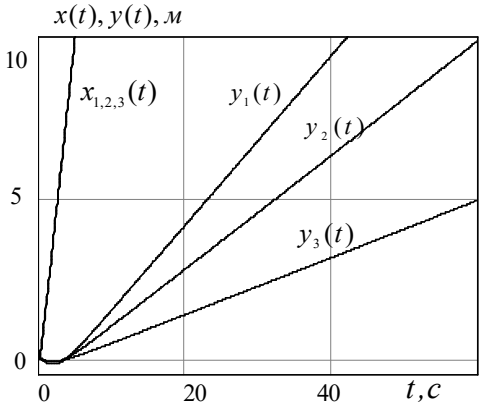


Рисунок 4.10. Координаты движения ДТМ $x(t)$ и $y(t)$

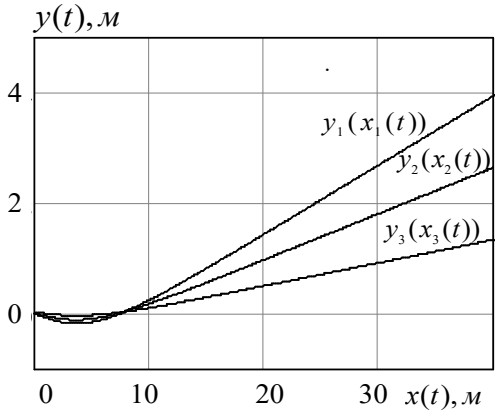


Рисунок 4.11. Траектория движения ДТМ

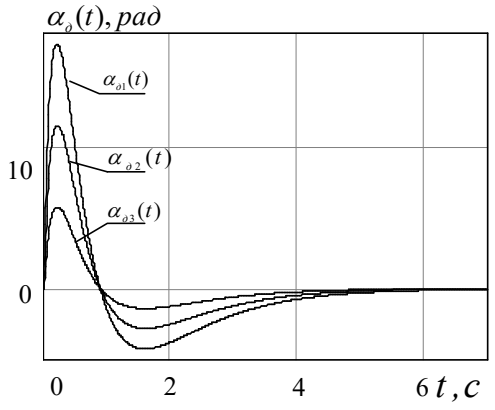


Рисунок 4.12. Угловое положение вала электродвигателя управляющего АПН

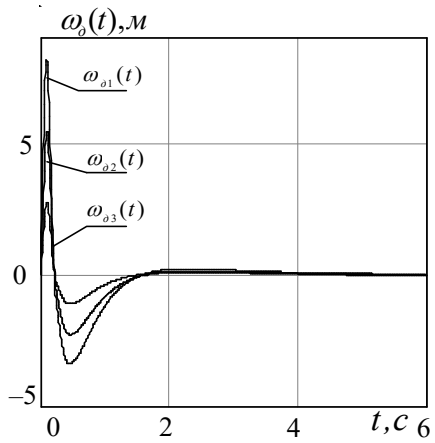


Рисунок 4.13. Угловая скорость вала электродвигателя управляющего АПН

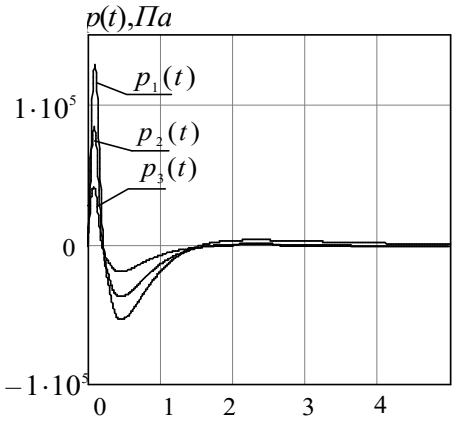


Рисунок 4.14. Давление в нагнетающей полости гидропривода

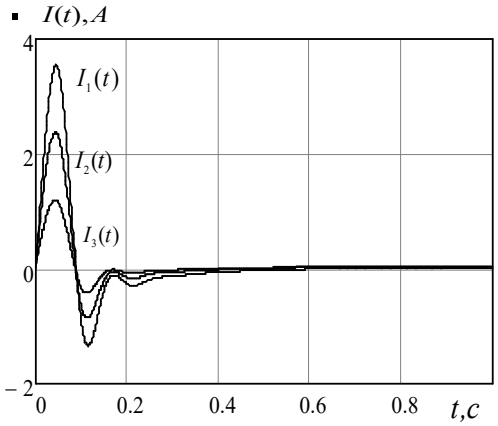


Рисунок 4.15. Сила тока якоря ДПТ

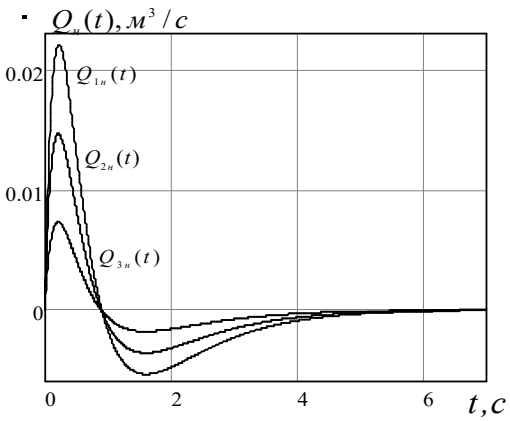


Рисунок 4.16. Подача аксиально-поршневого насоса

4.2.2. Эксперимент с одним циклом руления при различных длительностях руления

На рисунках 4.17–4.26 представлены результаты эксперимента, при которых входной сигнал имеет различные длительности при одинаковом максимальном отклонении входного сигнала. Эксперимент проводился два раза при длительности цикла руления при t_{1p}=7c, t_{2p}=18c (1 – при t_{1p}=7c, 2 – при t_{2p}=18c). Углы складывания звеньев $\alpha_i(t)$ в двух экспериментах возвращаются в начальное положение через время, пропорциональное угловому положению управляющего рулевого воздействия $\beta_i(t)$.

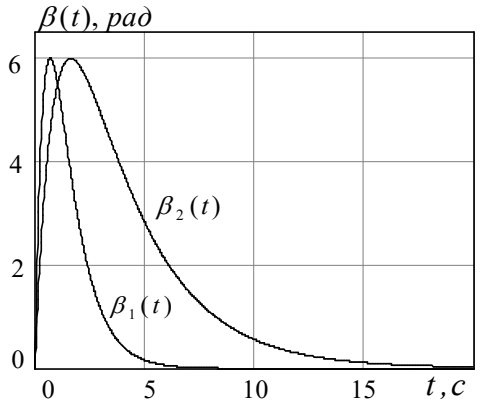


Рисунок 4.17. Кривые углов входного рулевого воздействия

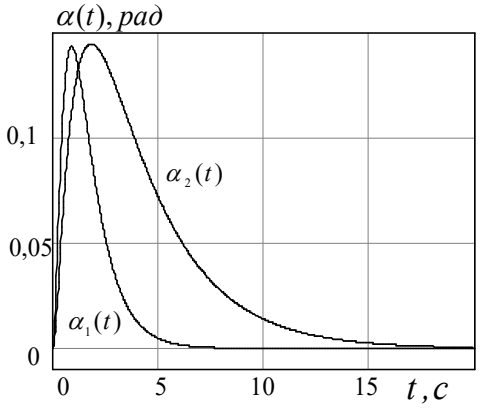


Рисунок 4.18. Угол горизонтального складывания ДТМ

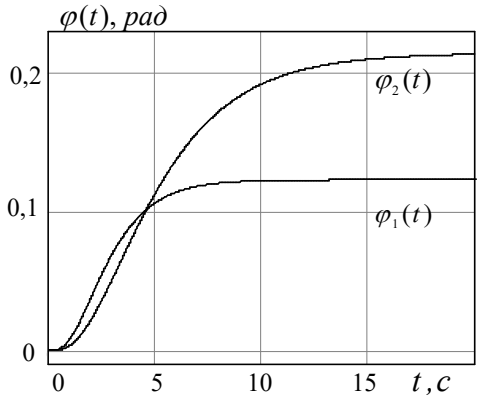


Рисунок 4.19. Кривые направления траектории ДТМ

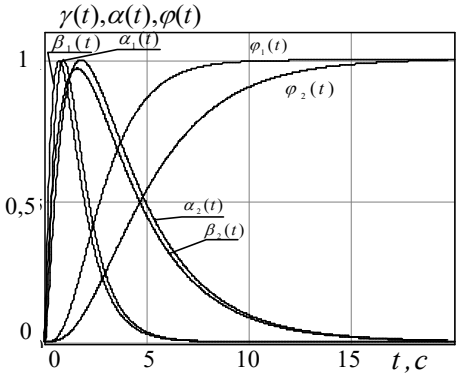


Рисунок 4.20. Кривые в нормированной форме.

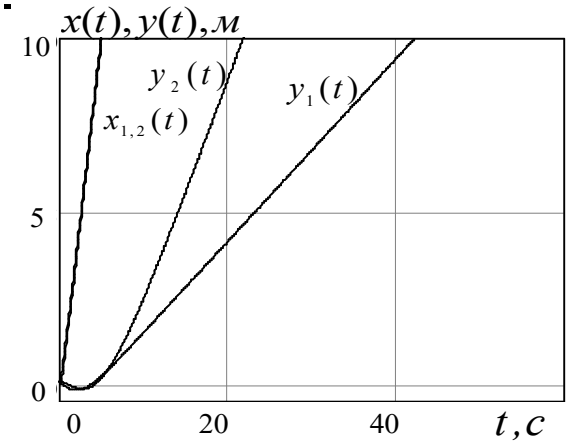


Рисунок 4.21. Координаты ДТМ

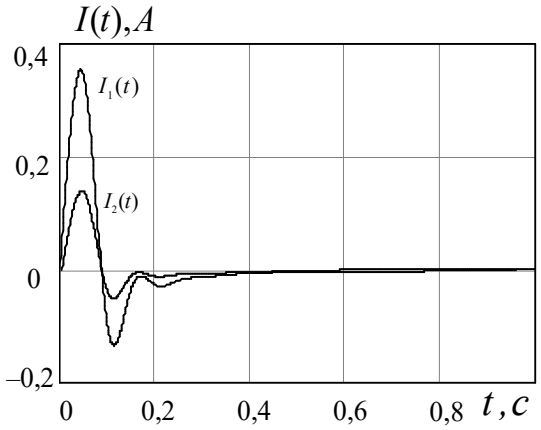


Рисунок 4.22. Кривые сил тока обмоток якоря

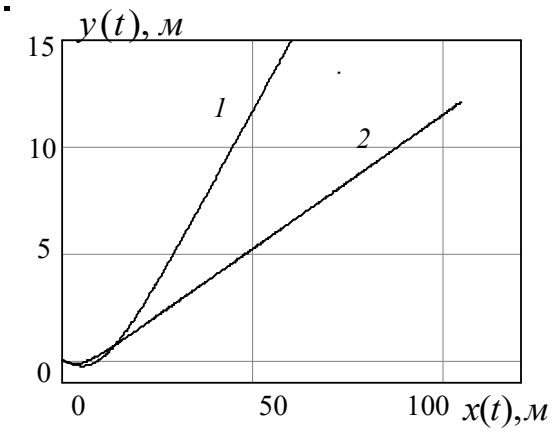


Рисунок 4.23. Траектории движения транспортера

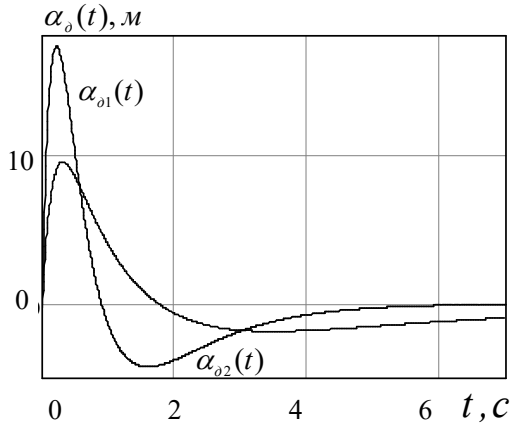


Рисунок 4.24. Кривые углового положения вала двигателя

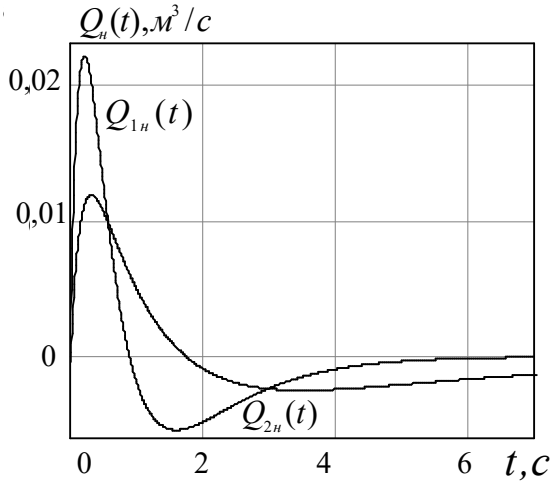


Рисунок 4.25. Подача аксиально - поршневого насоса

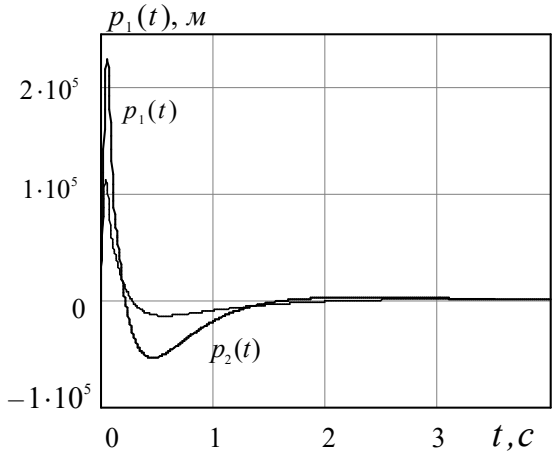


Рисунок 4.26. Давление в нагнетающей полости

Кривые углов направления ДТМ $\varphi_i(t)$ в различных экспериментах достигают установившегося значения в разное время (рисунок 4.19). При увеличении длительности рулевого воздействия установившиеся значения угла направления ДТМ увеличиваются, что соответствует его адекватному движению реального объекта. На рисунке 4.20 представлены все кривые в нормированном виде.

На рисунках 4.21–4.26 представлены кривые координат ДТМ $x_i(t)$, $y_i(t)$ траектории ДТМ, силы тока в обмотке якоря двигателя $I_i(t)$, углового положения вала двигателя $\alpha_{\partial i}(t)$, давления в нагнетающей полости силового гидропривода $p_1(t)$, подачи аксиально-поршневого насоса $Q_{нi}(t)$ в различных экспериментах. Значения интегралов функций подач насоса составили: при первом эксперименте $Q_{н1}(t)$=$1{,}332 \cdot 10^{-4}$м^3 и при втором – $Q_{н1}(t)$= $3{,}983 \cdot 10^{-4}$м^3, что соответствует большему количеству поданной жидкости при более длительном входном рулевом воздействии.

4.2.3. Эксперимент с одним незаконченным циклом руления

В данном эксперименте рассматривается случай, когда после руления руль в разной степени не возвращается в начальное положение (рисунок 4.27) и имитируется движение, при котором угол складывания не возвращается в начальное нулевое положение и ДТМ продолжает поворот. Входной сигнал такой формы достигается добавлением в выражение дифференциального уравнение (4.2) свободного слагаемого. Направление ДТМ не устанавливается и продолжает изменяться со временем (рисунки 4.28, 4.29). В этом случае кривые траекторий ДТМ имеют форму дуги. На рисунке 4.30 представлены кривые угла складывания ДТМ $\alpha_i(t)$ и угол направления ДТМ $\varphi_i(t)$ в нормированной форме. Из рисунков видно, что процесс поворота ДТМ не прекращается со временем.

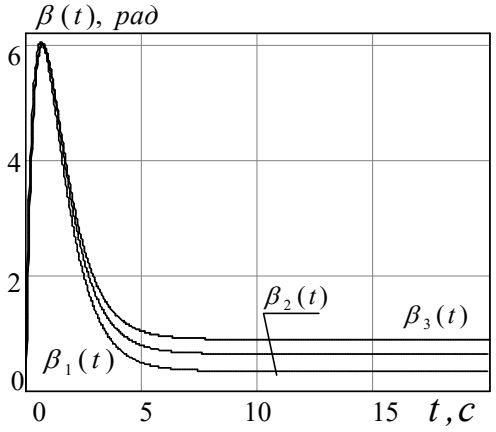


Рисунок 4.27. Кривые углов входного рулевого воздействия

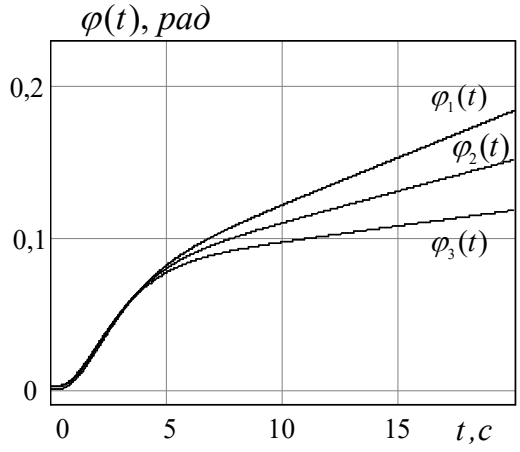


Рисунок 4.28. Кривые направления траектории ДТМ

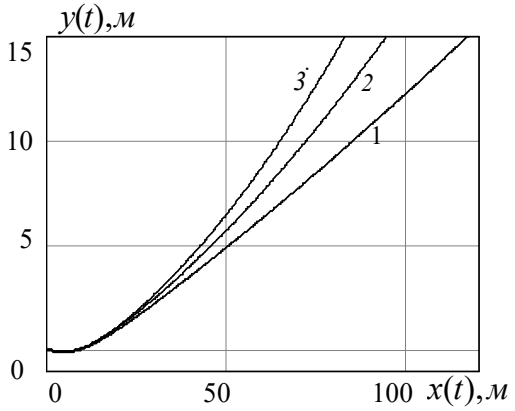


Рисунок 4.29. Траектория движения ДТМ

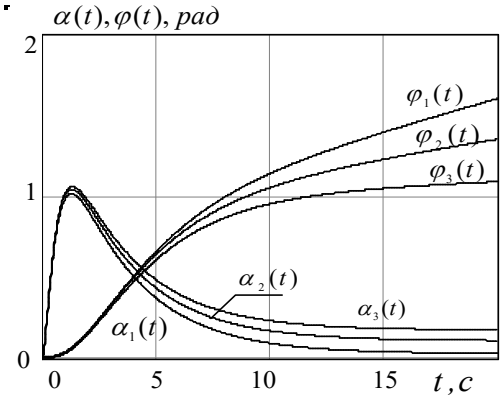


Рисунок 4.30. Координаты в нормированной форме

Анализ параметров показывает то, что разработанная модель системы автоматического управления для нормальных условий функционирования ведет себя адекватно движению реального объекта.

4.2.4. Эксперимент с двумя циклами руления при различных амплитудах воздействия

В следующем эксперименте имитируется два цикла руления, при котором ДТМ возвращается в начальное направление обратным движением руля после 25 секунд после начала поворота (рисунки 4.31–4.34). При этом ДТМ совершает маневр, при котором меняется полоса движения.

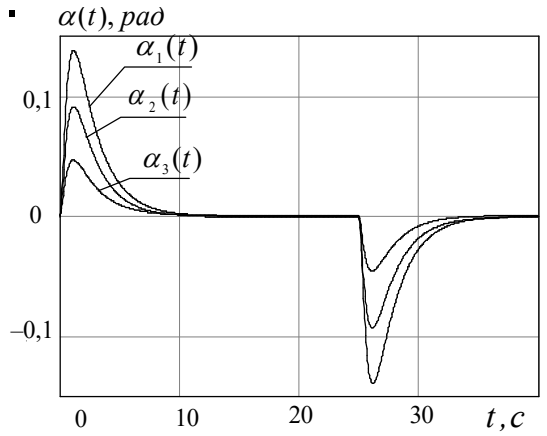


Рисунок 4.31. Угол складывания звеньев ДТМ

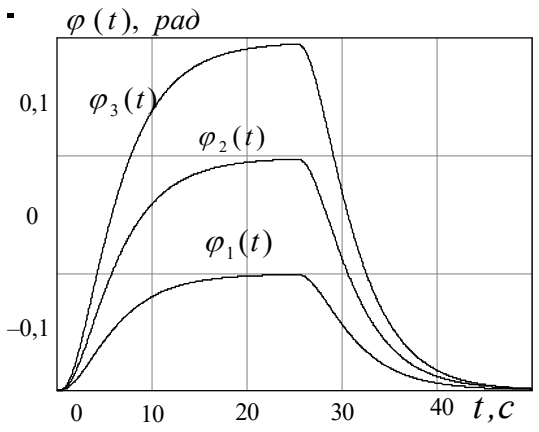


Рисунок 4.32. Угол направления ДТМ

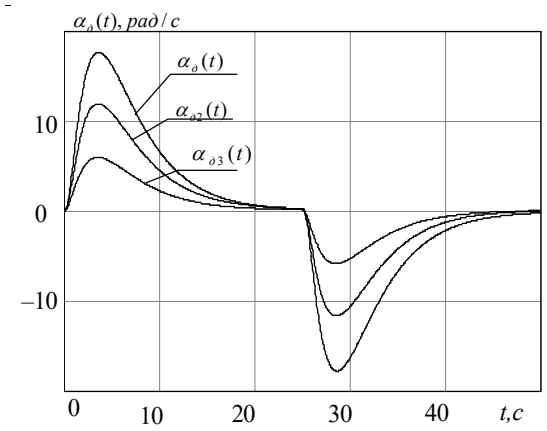


Рисунок 4.33. Угловое положение вала двигателя управляющего АПН

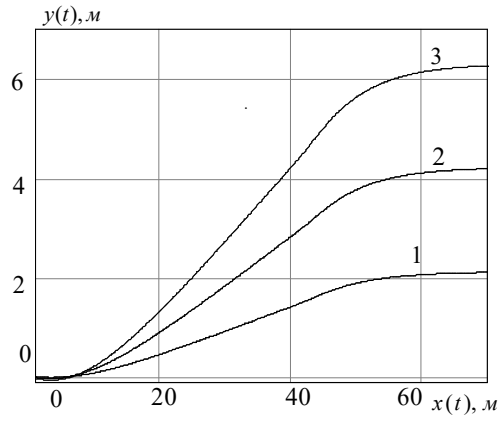


Рисунок 4.34. Траектория движения ДТМ

На рисунке 4.31 представлены кривые угла складывания звеньев $\varphi_i(t)$ относительно друг друга. Кривые представляют собой два последовательно сработавших реально дифференцирующих звена с положительным и отрицательным коэффициентами передачи соответственно. Эксперимент проводился три раза при подаче в модель трех сигналов с различными коэффициентами передачи дифференцирующих звеньев. Из рисунка 4.32 видно, что угол направления $\varphi_i(t)$ ДТМ после второго цикла руления возвращается в нулевое положение, при котором он движется параллельно оси x. По траектории движения ДТМ (рисунок 4.34) можно проследить эти два цикла руления.

Из рисунков 4.32, 4.33 видно, что кривые изменения параметров угла вала двигателя управляющего АПН $\alpha_i(t)$, силы тока обмотки двигателя $I(t)$, скорости углового перемещения вала двигателя $\alpha_i(t)$ являются адекватными поведению параметров реального объекта.

4.2.5. Эксперимент с двумя циклами руления с различной длительностью интервалов между воздействиями

В следующем эксперименте (рисунки 4.35-4.38) имитируется случай, когда второй цикл руления начинается в разные моменты времени на t_i={15, 20, 25} секундах.

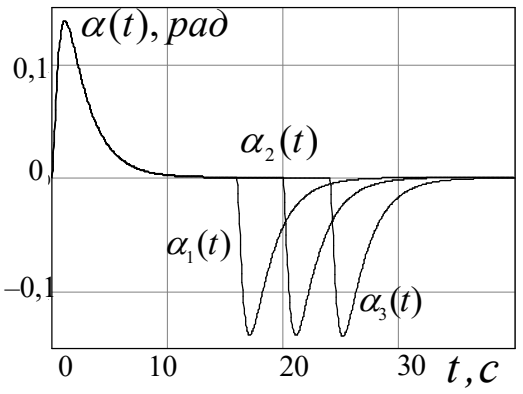


Рисунок 4.35. Угол складывания звеньев ДТМ

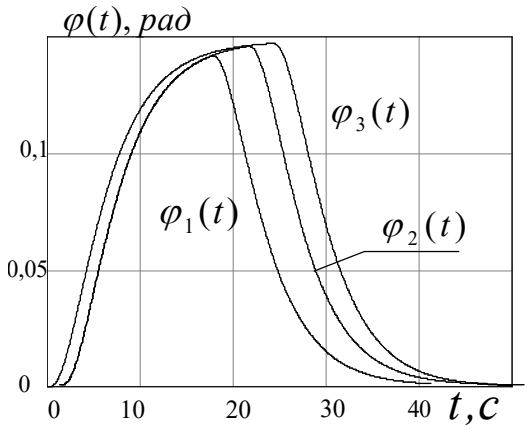


Рисунок 4.36. Угол направления ДТМ

Кривые угла направления ДТМ (рисунок 4.36) при различных экспериментах возвращаются в нулевое положение в различное время в соответствии со вторым циклом руления. Начальное направление траекторий при разных экспериментах совпадают. Конечные части траекторий имеют различный вид по отношению к начальной линии движения.

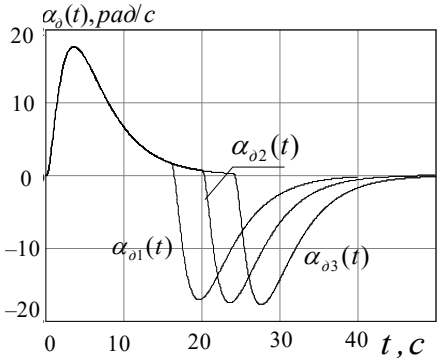


Рисунок 4.37. Угловое положение вала двигателя управляющего АПН

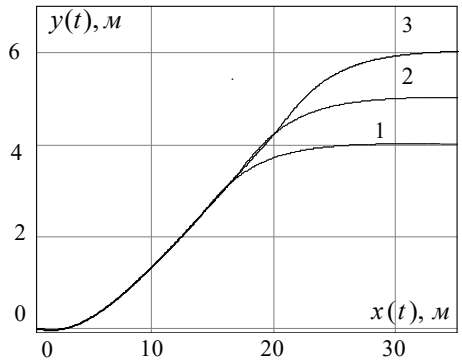


Рисунок 4.38. Траектория движения ДТМ

При входных сигналах разной длительности импульсов руления $\alpha_i(t)$ (рисунки 4.37, 4.38) пиковые изменения угла направления $\varphi_i(t)$ ДТМ имеют разные значения, форму и направления движения ДТМ в разных экспериментах, соответственно.

4.2.6. Эксперимент с двумя циклами руления с различной длительностью воздействия

В следующем вычислительном эксперименте (рисунки 4.39–4.42) имитируется случай с входным воздействием на объект управления сигналом руления с различной длительностью циклов.

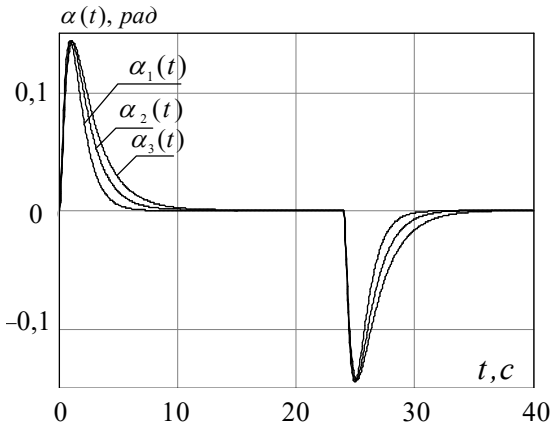


Рисунок 4.39. Угол складывания звеньев ДТМ

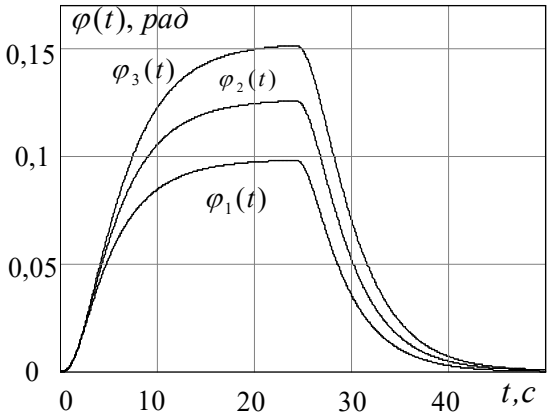


Рисунок 4.40. Угол направления ДТМ

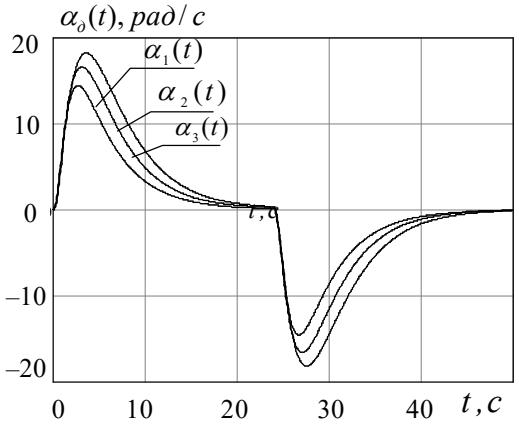


Рисунок 4.41. Угловое положение вала двигателя управляющего АПН

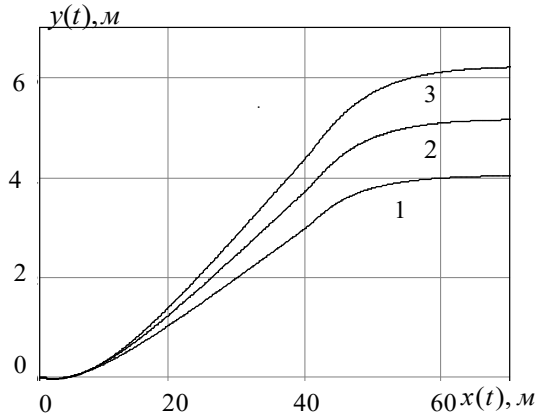


Рисунок 4.42. Траектория ДТМ: 1.-при Δt=6с; 2.-при Δt=8с; 3.-при Δt=10с

Всего в эксперименте рассматривается 3 случая с подачей на вход сигналов (рисунок 4.39) с длительностями импульсов Δt=6с – кривая $\alpha_1(t)$, Δt=8с – кривая $\alpha_2(t)$, Δt=10с – кривая $\alpha_3(t)$. Пиковое значения углового положения модели ДТМ относительно горизонтальной координаты увеличивается (рисунок 4.40) и равняется соответственно φ_{max1}=0,1 радиан – при входной кривой с длительностями импульсов Δt=6с, φ_{max2}=0,125 радиан – при входной кривой с длительностями импульсов Δt=8с, φ_{max3}=0,15 радиан – при входной кривой с длительностями импульсов Δt=10с. Профиль угла вала двигателя повторяет профиль угла входного сигнала (рисунок 4.41). На рисунке 4.42 представлены траектории движения модели ДТМ, в которых после совершения маневров ДТМ располагается дальше от оси x по мере увеличения длительности импульсов, что соответствует адекватной динамике реальной машины.

4.2.7. Эксперимент с двумя циклами руления при незаконченном первом цикле

В данном эксперименте (рисунки 4.43–4.46) имитируется процесс управления, в котором первый цикл руления не закончен и второй цикл начинается с положительного значения углового положения руля. Всего в эксперименте рассматривается 4 случая с незавершенным первым циклом

руления и подачей на вход сигналов с значениями установившихся величин равных рулевого колеса:

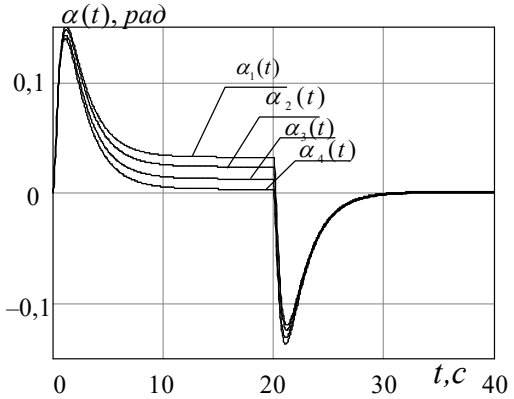


Рисунок 4.43. Угол складывания звеньев ДТМ

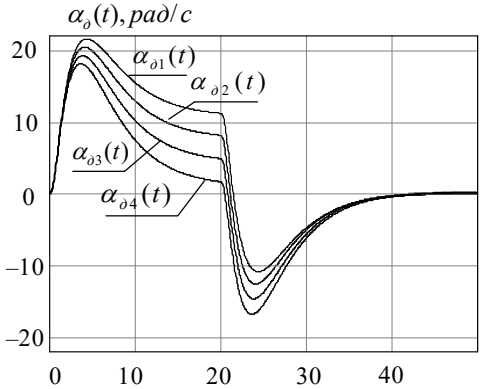


Рисунок 4.44. Угловая скорость складывания звеньев

В данном случае кривые углов направления после второго цикла руления не возвращаются в нулевое положение. Соответственно, траектория движения не возвращается к оси *x*.

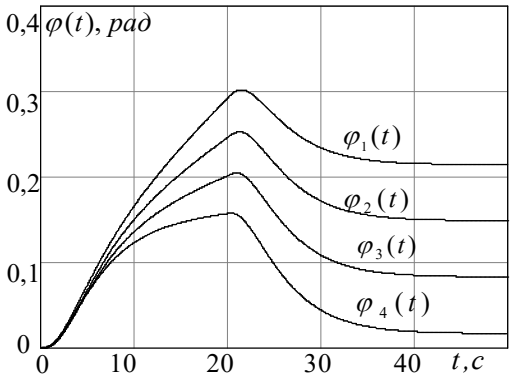


Рисунок 4.45. Угол направления ДТМ

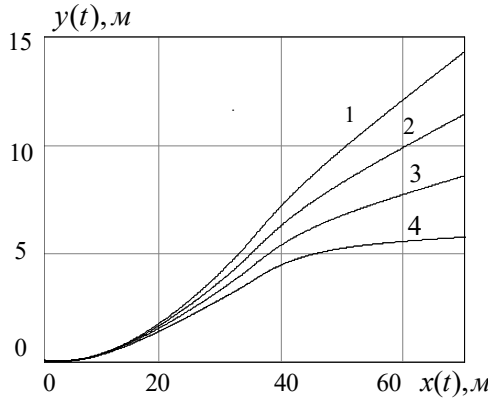


Рисунок 4.46. Траектория движения ДТМ

$\beta_1(t)$=0,3 рад – кривые $\alpha_1(t)$, $\alpha_{\partial 1}(t)$, $\varphi_1(t)$ и траектория 1, $\beta_2(t)$=0,6 рад – кривые $\alpha_2(t)$, $\alpha_{\partial 2}(t)$, $\varphi_2(t)$ и траектория 2, $\beta_3(t)$=0,9 рад – кривые $\alpha_3(t)$, $\alpha_{\partial 3}(t)$, $\varphi_3(t)$ и траектория 3, $\beta_4(t)$=1,2 рад – кривые $\alpha_4(t)$, $\alpha_{\partial 4}(t)$, $\varphi_4(t)$ и траектория 4.

Из рисунков 4.44–4.45 видно, что угол складывания звеньев $\alpha_i(t)$ повторяет профиль кривой входного сигнала с уменьшением значений углов 0,316 раз, что соответствует уменьшению соответствующему коэффициенту передачи

рулевого привода. Угол направления транспортера $\varphi_i(t)$ при завершении рулевого воздействия имеет разное значение (рисунок 4.45), и направление транспортера устанавливается в итоге непараллельно первоначальному направлению (рисунок 4.46).

Таким образом, разработанная базовая система управления движением мобильного гусеничного ДТМ для нормальных условий функционирования адекватна реальному поведению технического объекта, а движение по модели объекта адекватно воспроизводит всевозможные реальные профили кривых рулевого входного воздействия.

4.3 Анализ эффективности интеллектуальной системы стабилизации заносов транспортера при поворотах

4.3.1. Верификация движения двухзвенного транспортера при заносах

Для проверки адекватности заносов транспортёра заносам ДТМ по модели проведена верификация процесса заносов по модели транспортера с заносами реального объекта движения.

Для получения заносов по модели проведен вычислительный эксперимент над имитационной моделью базовой системы при нормальных условиях функционирования, которая описывается уравнениями, описывающими движение ДТМ (2.5), (2.6), (2.7), и уравнениями, описывающими движение привода (2.12), (2.17), (3.3). Значения параметров, при которых рассчитывалась модель, приведены в приложении А. В вычислительном эксперименте на транспортер действуют разные тяговые силы: $F_{тр1}$=1000*Н*, $F_{тр2}$=2000*Н*, $F_{тр3}$=3000*Н* при одной и той же форме сигнала входного воздействия. Разные силы воздействия вызывают разную скорость движения транспортера: V_1=11*км/ч*, V_2=22*км/ч*, V_3=33*км/ч*. При разгоне транспортер выходит на скорость V_1=11*км/ч* в течение 10с. По траекториям транспортера видно (рисунки 4.47–

4.50), что скорость машины влияет на радиус поворотов. При увеличении скорости радиус поворота увеличивается.

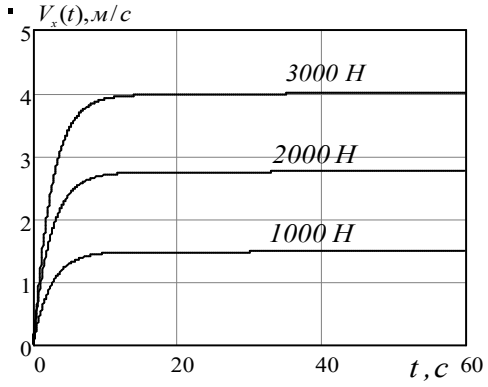


Рисунок 4.47. Кривые компоненты скорости транспортера по оси *x* при различных тяговых силах

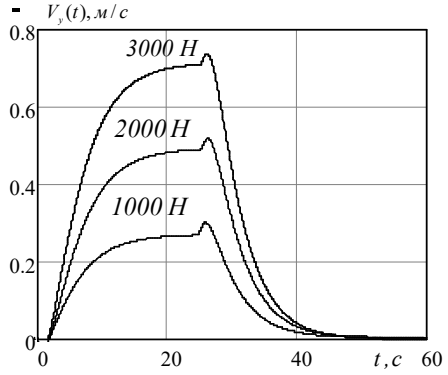


Рисунок 4.48. Кривая компоненты скорости транспортера по оси *y* при различных тяговых силах

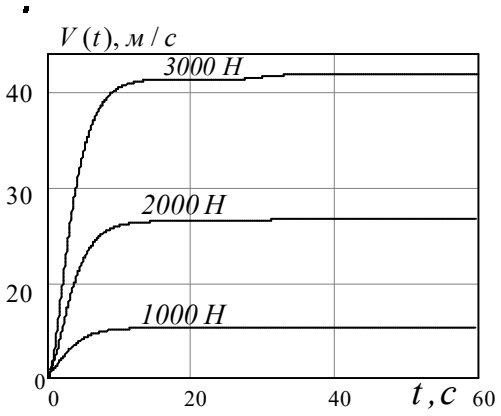


Рисунок 4.49. Кривая скорости транспортера при различных тяговых силах

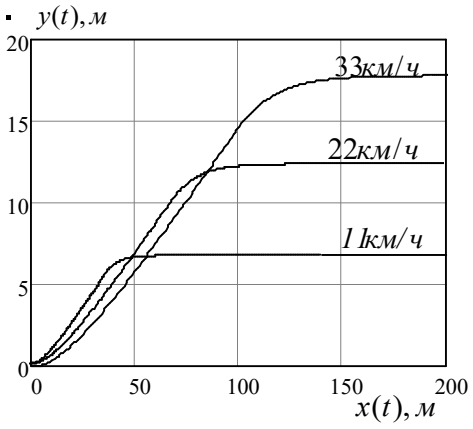


Рисунок 4.50. Траектория транспортера при различных скоростях

Для сравнения параметров заноса ДТМ по модели транспортера и заносов реального объекта также проведены натурные эксперименты над ДТМ «Витязь» модели ДТ-10. Эксперимент проводился подобно эксперименту, описанному ранее в п. 4.1. Проведены три серии натурных экспериментов, по три испытания в каждой серии. Все испытания в каждой серии проведены при одном и том же профиле входного сигнала в виде изменения углового положения рулевого колеса. Серии экспериментов отличны тем, что каждая серия проведена при различных скоростях: V_1=11*км/ч*, V_2=22*км/ч*, V_3=33*км/ч*.

На рисунках 4.51–4.53 в графической форме представлены результаты натурного эксперимента над реальным объектом и интегральные кривые вычислительного эксперимента, моделирующего заносы двухзвенного транспортера. Штриховыми линиями на рисунках представлены экспериментальные кривые для реального объекта, а сплошными линиями приведены результаты вычислительного эксперимента.

На рисунке 4.54 представлено семейство кривых траектории двухзвенного гусеничного транспортера для иллюстрации зависимости степени заноса транспортера от скорости движения.

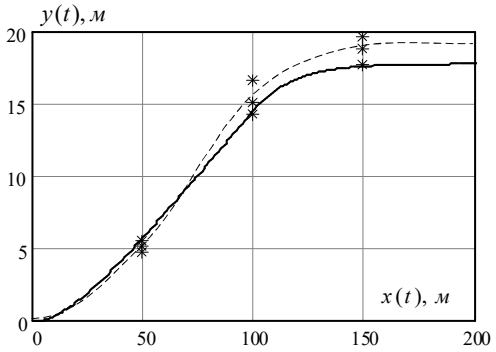


Рисунок 4.51. Сравнение экспериментальных и расчетных кривых при скорости транспортера 33 км/ч

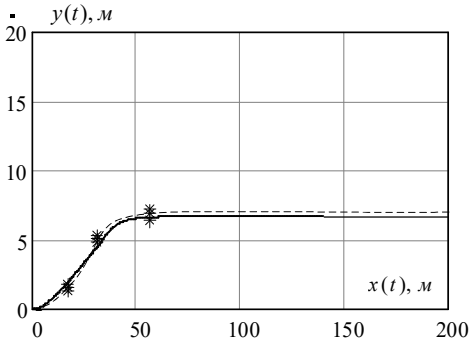


Рисунок 4.52. Сравнение экспериментальных и расчетных кривых при скорости транспортера 11 км/ч

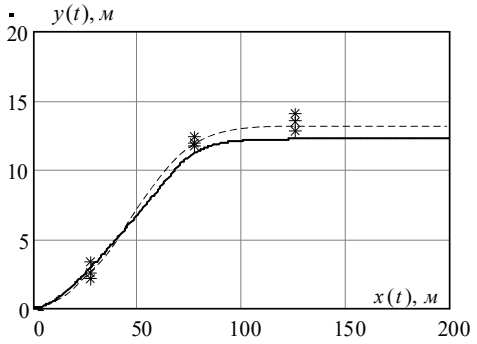


Рисунок 4.53. Сравнение экспериментальных и расчетных кривых при скорости транспортера 22 км/ч

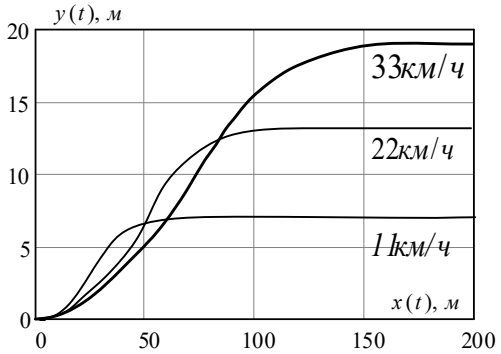


Рисунок 4.54. Семейство экспериментальных кривых при разных скоростях транспортера

Из приведенных рисунков видно, что движение, рассчитанное по модели транспортера, соответствует движению реального объекта при заносах и при увеличении скорости транспортера степень заноса движущего объекта

возрастает, что видно по увеличению радиуса поворотов транспортера. Также видно, что при уменьшении скорости транспортера рассчитанные и экспериментальные кривые приближаются и разница между кривыми становится больше при втором повороте. Данное явление можно объяснить тем, что транспортер движется с ускорением с начала движения.

4.3.2. Анализ эффективности системы автоматического управления при стабилизации заносов в процессе движении транспортера

На рисунках 4.55–4.58 представлены кривые, которые получены при вычислительных экспериментах для проверки эффективности нечеткой системы управления при заносах транспортера. Эксперимент проводился по модели, состоящей из выражений (2.5), (2.6), (2.7), которые описывают движение ДТМ, и выражений (2.12), (2.17), (3.3), описывающих движение скорректированного гидравлического привода руля. В модели так же учтены обратные связи так, как показано на рисунке 3.15, и реализован алгоритмом стабилизации заносов в соответствии со структурой системы, представленной на рисунке 3.41. Подробный алгоритм нечеткого вывода представлен в приложении Г. Листинг программы, реализующий алгоритм логической нечеткой связи, представлен в составе программы расчета модели в приложении Б.

Степень заноса транспортера пропорциональна силе тяги гусениц, что подтверждается увеличением радиусов поворотов транспортера (рисунок 4.56). При этом процессы руления заканчиваются за 50 с. Радиусы поворотов при заносе транспортера увеличиваются с увеличением тяговой силы (рисунок 4.55). На рисунке 4.57 представлены кривые траекторий транспортера при включенной обратной интеллектуальной связи между сепаратными подсистемами с разными коэффициентами обратной интеллектуальной связи.

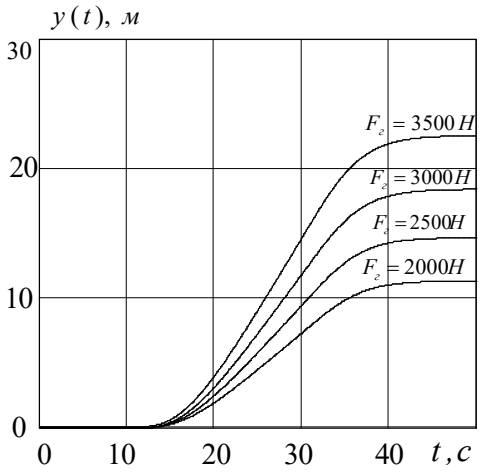


Рисунок 4.55. Положение транспортера по оси *y* при различных значениях тяговой силы транспортера

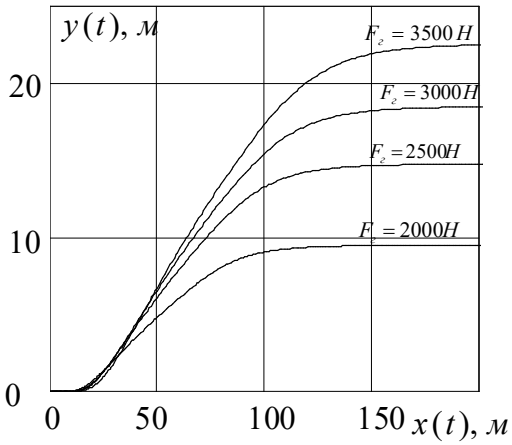


Рисунок 4.56. Траектория транспортера при различных значениях тяговой силы транспортера

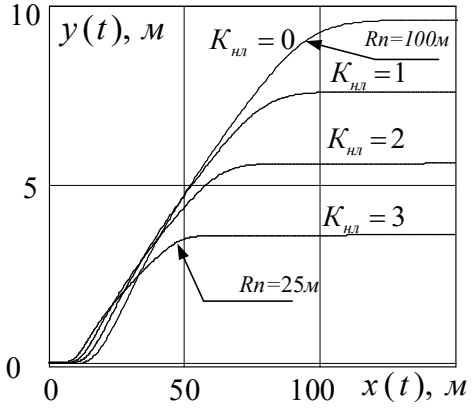


Рисунок 4.57. Траектории транспортера при значениях тяговой силы $F_г = 3500\ Н$ и при различных коэффициентах нечеткой связи

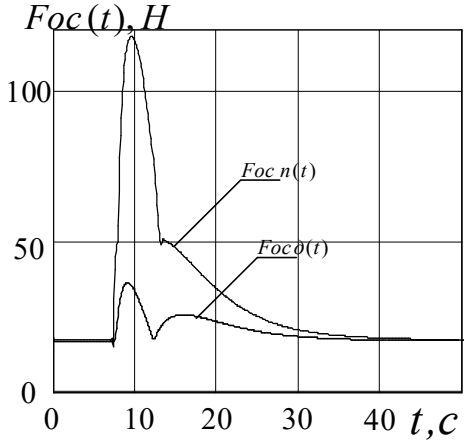


Рисунок 4.58. Кривые сигналов обратной связи

Как видно, при совершении поворота транспортер сбрасывает скорость в соответствии с сигналом обратной связи по угловому положению между звеньями транспортера. В результате чего радиусы поворотов уменьшаются и кривая транспортера становится адекватной рулевому воздействию.

Оба канала выдают сигналы с момента начала движения, при этом сигнал по угловому положению имеет бо́льшее максимальное отклонение от нуля, чем сигнал по скорости (рисунок 4.58).

Таким образом, проведены вычислительные эксперименты, которые показывают эффективность разработанной система автоматического управления при стабилизации заносов в процессе движении транспортера.

4.4 Анализ эффективности интеллектуальной системы компенсации возмущений при движении

На рисунках 4.59–4.65 представлены результаты вычислительных экспериментов для анализа эффективности интеллектуальной нечеткой системы по модели возмущённого движения ДТМ (2.18), (2.19), (2.20) совместно с уравнениями скорректированного гидравлического привода руля выражения (2.12), (2.17), (3.3) с обратными связями и с реализованным алгоритмом компенсации возмущений. Формализация алгоритма компенсации описана в пунктах 3.3.3, 3.4.2 (рисунок 3.42). Алгоритм нечеткого вывода компенсации представлен в приложении В. Листинг программы приведен в приложении Б. Возмущения выражены в виде ступенчатой, релейной функции в уравнениях (2.18)–(2.20), в которой возмущения начинают воздействие после тридцатой секунды. Возмущения имеют вид дополнительной силы, стремящейся отклонить ДТМ от заданной траектории. Такие дополнительные силы возмущения на ДТМ возникают, например, при обрыве гусеницы, при воздействии на ДТМ силы течения, при преодолении реки вплавь и т.п. НМОУ описывается уравнениями (2.5), (2,6), (2,7), (2.12), (2.17), (3.3). На вход модели ДТМ подается описанный в п. 4.2 входной сигнал с двумя циклами руления, при котором ДТМ выполняет маневр смены полосы движения.

Кривые (1) на рисунках соответствуют возмущенной системе с выключенным контуром управления, а кривые (2) соответствуют возмущенной системе с включенным контуром интеллектуального управления.

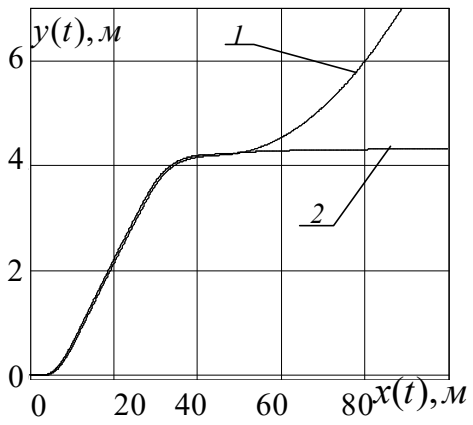


Рисунок 4.59. Траектория движения ДТМ при воздействии возмущающих сил

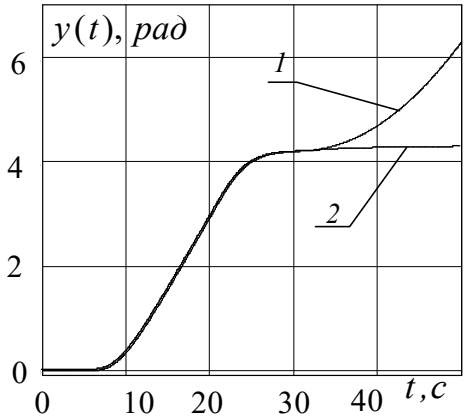


Рисунок 4.60. Положение ДТМ по координате *y* при воздействии возмущающих сил

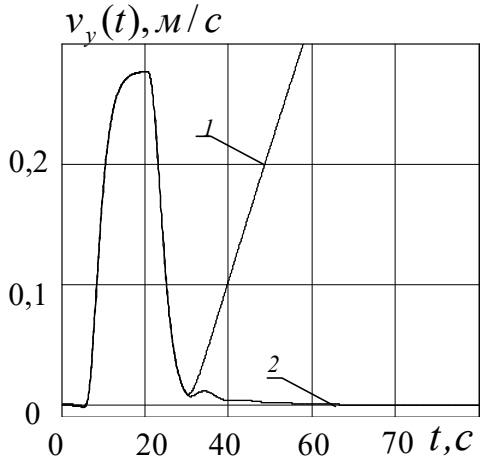


Рисунок 4.61. Скорость движения ДТМ при воздействии возмущающих сил

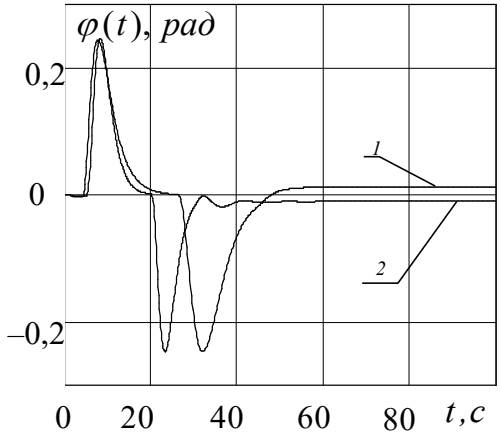


Рисунок 4.62. Угловое положение ДТМ при воздействии возмущающих сил

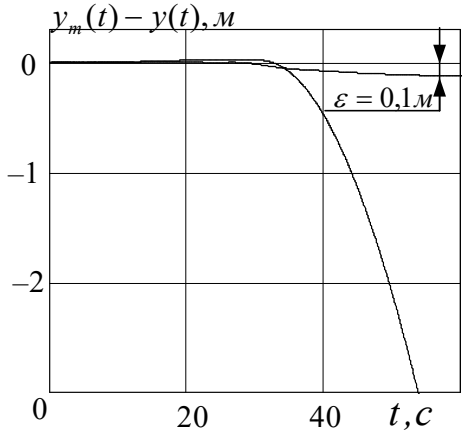
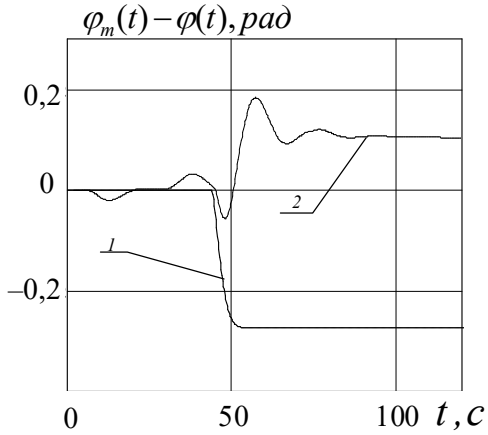


Рисунок 4.63. Разность заданного и фактического положения ДТМ при воздействии возмущающих сил



Разность 4.64. Разность углов заданного и фактического положения ДТМ при воздействии возмущающих сил

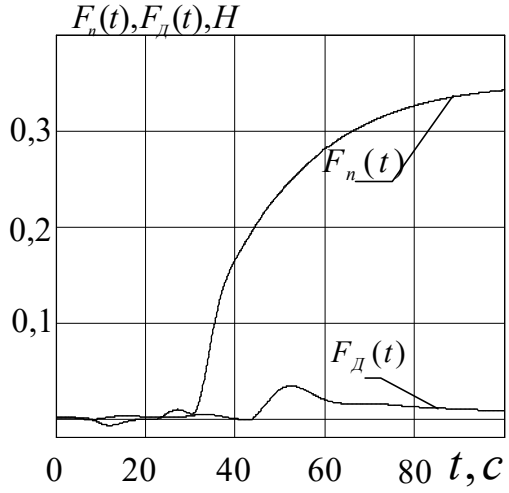


Рисунок 4.65. Сигналы интеллектуальной обратной связи при воздействии возмущающих сил

Из рисунка 4.59 видно, что при выключенной системе компенсации (кривая 1) траектория модели ДТМ уходит из заданного направления, так как координата y отклоняется из установившегося значения (рисунок 4.60), а также увеличивается со временем скорость движения ДТМ (рисунок 4.61). При включении системы компенсации траектория движения ДТМ принимает адекватный входному сигналу форму (кривые 2 на рисунках 4.52, 4.60, 4.61).

При влиянии возмущений и включенной интеллектуальной системе компенсации, система выполняет компенсацию возмущения дополнительным углом между кинематическими звеньями ДТМ $\varphi(t)$ (рисунок 4.62, кривая 2). Такая динамика системы адекватна поведению водителя-эксперта, который компенсирует данное возмущение путем задания некоторого угла складывания между звеньями, пропорционального величине возмущения.

Проведенные численные испытания показывает эффективность интеллектуальной системы компенсации возмущений при движении ДТМ.

Выводы по четвертой главе

1. Полученная модель адекватна реальному объекту, а предложенная концепция исследования полностью раскрывает особенности движения мобильных гусеничных двухзвенных транспортных механизмов. Погрешность имитационной модели при максимальном отклонении траектории модели от траектории реального объекта не превышает 0,45 метра.

2. Система управления движением ДТМ в нормальных условиях адекватна динамике реального управляемого объекта движения. Движение модели ДТМ соответствует всевозможным профилям кривых рулевого входного воздействия.

3. Проведены натурные эксперименты, подтверждающие адекватность разработанной теоретической модели процессам заносов. Из сравнительного анализа численных и натурных испытаний следует, что разработанная система автоматического управления эффективна.

4. Анализ результатов численных испытаний по проведенным численным испытаниям показывает эффективность интеллектуальной системы компенсации возмущений при движении ДТМ.

Основные выводы по работе

1. Разработана методика анализа ДТМ как объекта управления, позволяющая рассматривать его как однозвенный объект, осуществляющий плоскопараллельное движение. Разработана концепция построения системы управления, основанная на ее декомпозиции на три подсистемы: а) подсистему автоматического управления гидравлическим рулевым приводом, б) подсистему управления движением ДТМ в нормальных условиях функционирования, в) подсистему стабилизации движения при заносах ДТМ и компенсации опасных возмущающих факторов, влияющих на движение гусеничного ДТМ в условиях неопределенности. База правил интеллектуальных блоков основана на знаниях экспертов.

2. Разработана структура системы автоматического управления гидравлическим рулевым приводом, основанная на введении местной электрической обратной связи по угловому положению электромеханического устройства и электрической обратной связи по угловому положению кинематических звеньев ДТМ относительно друг друга. Предложена электромеханическая система управления наклонной шайбой аксиально-поршневого насоса взамен гидромеханической. Обоснована эффективность технических решений. После введения обратных связей и алгоритма управления быстродействие системы управления повысилось почти в 10 раз.

3. Разработана структура системы автоматического управления ДТМ в нормальных условиях функционирования, основанная на введении дополнительной обратной связи на систему управления силовым приводом по скорости поступательного движения ДТМ, а также на введении жесткой обратной связи на систему управления рулевым приводом по угловому положению ДТМ и его скорости. Разработанная система управления удовлетворяет требуемым динамическим свойствам при движении в нормальных условиях (в режиме управления и стабилизации). Однако при

действии значительных опасных внешних возмущений в системе возникают большие динамические ошибки.

4. Разработанный нечеткий блок НЛ-2 стабилизирует движение ДТМ при поворотах, возникающих при боковых заносах, за счет логической связи, формируемой на основании угла и скорости поворота руля, воздействующей на силовой привод. Как показали модельные расчеты, при больших скоростях движения ДТМ радиус поворотов может быть уменьшен с 100 м до 25 м, что говорит о возможности системы уменьшать влияние заносов в 4 раза.

Система компенсации опасных возмущений при движении гусеничного ДТМ реализуется нечетким блоком НЛ-1, которым, на основе выделения наибольшего отклонения от заданной траектории по одной из координат и по скорости этого отклонения, формируется сигнал на рулевой привод ДТМ. При включении интеллектуальной системы компенсации опасных возмущающих воздействий ДТМ возвращается на заданную траекторию движения. Данная система компенсации способна оперативно ликвидировать отклонения от траектории при больших скоростях движения ДТМ.

5 Разработано программное обеспечение, в котором реализованы предложенные алгоритмы системы управления ДТМ, функционирующие в нормальных и критических условиях при действии опасных возмущений, при боковых заносах или при возникновении различных критических ситуаций.

Выполнены численные и натурные эксперименты, подтверждающие адекватность созданных моделей.

Проведена оценка эффективности предложенных алгоритмов управления систем управления на базе разработанных моделей.

Разработано программное обеспечение для проведения исследований и получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016662474 от 11.11.2016г.

Список литературы

1. Анализ устойчивости систем автоматического управления: учебное пособие / под ред Б. Г. Ильясова; Уфимск. гос. авиац. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2006. – 204 с.

2. Андриенко В. В. Динамическая и математическая модель напольного транспортного робота грузотянущего типа / Андриенко В.В., Гончаренко В.Н., Мазин Л.С. - М.-Л.: ВИНИТИ-ЛИТЛП, 1989. - 70 с.

3. Андриенко, П. А. О повышении точности измерений диссипативных свойств жидкости на стенде «И1»/ Андриенко П.А., Терешин В.А. // Теория механизмов и машин: Периодический научно-методический журнал. – 2007. - №1(9). – С. 51-60.

4. Андрюкова А. А., Лутманов С. В., Математическая модель игрового управления движением плоского двухзвенного манипулятора, Проблемы механики и управления, Пермский университет, 2012.

5. Бабак С. Ф., Васильев В. И., Ильясов Б. Г. и др. Основы теории многосвязных систем автоматического управления летательными аппаратами: Учеб. пособие / Под ред. Красильщикова М.Н. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 288 с.

6. Бахшиян Б. Ц., Назиров Р. Р., Эльясберг П. Е., Определение и коррекция движения (гарантирующий подход).-М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980.-360с.

7. Барахтанов Л.В., Вахидов У.Ш., Манянин С.Е., Определение сил сопротивления повороту сочлененных двухзвенных гусеничных машин//Современные проблемы науки и образования. 2014, №6. С. 56-64

8. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие / Башта Т. М. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971 . – 671 с.

9. Белоусов И. Р. Формирование уравнений динамики роботов манипуляторов// Препринт РИТМ им. М.В. Келдыша РАН, № 45. 2002. – 29с.

10. Бесекерский В. А., Попов Е. П., Теория систем автоматического регулирования: учебное пособие для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – СПб.: Профессия, 2007. – 751 с.

11. Боровин Г. К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №106, М., 1995. 28с.

12. Боровин Г.К., Костюк А. В. Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М.В.Келдыша №54, М., 2001. 28с.

13. Боровин Г.К., Костюк А. В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Труды научной школы-конференции «Мобильные роботы и мехатронные системы», Москва, МГУ, декабрь 2001., 15с.

14. Боровин Г.К., Костюк А. В. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. // Теория и системы управления. 2002., №4. 32с.

15. Боровин Г.К., Костюк А. В. Математическое моделирование гидросистемы шагающей машины. // Материалы 11-ой Научно-технической конференции «Экстремальная робототехника», С-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 2001г. С. 96-106.

16. Боровин Г.К., Костюк А. В. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им.М.В.Келдыша №8, М., 2002. 28с.

17. Боровин Г.К., Костюк А. В. Программный комплекс для моделирования динамики гидравлической системы управления шагающей машины: Препринт ИПМ РАН им. М. В. Келдыша № 46, М., 2002. 28с.

18. Буданов В. М. О движении колёсных роботов / Буданов В. М., Девянин Е. А. // Прикл. механика и математика, – 2003. – Т. 63. Вып. 2. – С.244-255.

19. Бураков М.В. Нечеткие регуляторы: учеб.пособие. – СПб.: ГУАП, 2010. – 252 с.

20. Бурдаков С.Ф. Системы управления движением колесных роботов / Бурдаков С.Ф., Мирошник И.В., Стельмаков Р.Э. - СПб.: Наука, 2001. - 227 с.

21. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. — М.: Наука, 1978. – 400 с.

22. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретическоймеханики. В двух томах. – СПб.: Изд-во «Лань», 2007. – 736 с.

23. Введение в математическое моделирование: Учебное пособие/ Под редакцией П.В. Трусова. М.: - Логос, 2005-440с.

24. Веников В.А. Теория подобия и моделирования (применительнок задачам электроэнергетики). – М.: Высш. шк., 1976, - 343 с.

25. Вездесущие «Витязи» не знают преград, [Электронный ресурс] / Электрон. данные. Режим доступа: http://lib.knigi-x.ru/23ekonomika/288782-1-vezdesuschie-vityazi-znayut-pregrad-vinnikov-zolotarev-savelev-fgu-niii-rossiya-bude.php. – загл. с страницы интернета.

26. Воротников С.А. Дистанционное управление адаптивными роботами / Воротников С.А., Михайлов Б.Б., Ющенко А.С.// Мехатроника, автоматизация, управление. – 2005. - № 12. – С. 6-16

27. Гайшун И. В. Вполне разрешимые многомерные системы упарвления. Изд.-2-е, стереотипное.-М.: Едиториал УРСС, 2004. – 272с.

28. Гамыгин Н. С., Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972 г., 376с.

29. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневмотических приводов машин-автоматов.-М.: Машиностроение. 1964, 233 с.

30. Гликман Б. Ф. Математическое моделирование пневмогидравличес-ких систем. –М.: Наука, 1986.–388 с.

31. Горелов В. А., Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей

конструкций сцепных устройств, Электронное научно техническое издание «Наука и образование», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 21с.

32. Горелов В. А., Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту, Электронное научно техническое издание «Наука и образование», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 16

33. Гримайло С. И. Цифровая следящая система для управления манипуляторами в процессе сборки: Препринт № 98/ Гримайло СИ., Кугушев Е.И., Ярошевский В.С. – М.: Ин-т прикл. математики АН СССР, 1982. – 28 с.

34. Ермаков Б. Е., Боковой увод двухзвенного транспортера при его движении по криволинейной траектории// Механизация строительства, № 2 (812), 2012. – С. 27-31.

35. Ермолов И.Л. Автономность мобильных роботов, ее сравнительные меры и пути повышения// Мехатроника, автоматизация, управление. - 2008. - № 6. – С. 23-28.

36. Еремин Е. Л., Теличенко Д. А., Шеленок Е. А., Циклические режимы в системе робастного управления манипулятором Баретта// Вестник ТОГУ, №3, (18), 2010. – 10с.

37. Завалищин Д.С., Аналитическое и компьютерное моделирование перемещений двухзвенного манипулятора// Фундаментальные исследования, 2012, №11 (часть 5). – С.1224-1227.

38. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: Учеб. для вузов/ Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 496 с.

39. Зенкевич С. Л., Ющенко А. С. Основы управления манипуляционными роботами: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 480 с.

40. Зенкевич С. Л., Назарова А. В., Киселев Д. В. и др. И Мобильные роботы и мехатронные системы: Материалы всероссийской научной школы-конференции .- Москва, 2000. С. 28 - 41.

41. Ильин А. И., Сайфеев Т. Р., Целищев В. А., Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А. Математическое моделирование рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью// Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, №1 (54). С. 73–78.

42. Ильин А. И., Целищев В. А., Пугин А. М., Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Сайфеев Т. Р, Сравнительный анализ нелинейностей математической модели рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью// Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 4 (56). С. 167–176.

43. Ильин В.А. Планирование Маршрута автономным подвижным роботом на неизвестной местности// Изв. АН СССР, сер. Техническая кибернетика. -1985, -№ I, -С. 158-159.

44. Ильин, М.М. Теория колебаний: Учеб. для вузов по направл. в области машиностроения и приборостроения/ М.М. Ильин, К.С. Колесников, Ю.С. Саратов. Под ред. К.С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2001. – 271 с.

45. Ильясов Б.Г., Кабальнов Ю.С. Исследование устойчивости однотипных многосвязных систем автоматического управления с голономными связями между подсистемами// Автоматика и телемеханика. 1995. – № 8. – С. 82 – 90.

46. Ильясов Б.Г., Мунасыпов Р.А., Саитова Г.А. и др. Анализ периодических движений в многосвязных системах с нечеткими регуляторами в сепаратных подсистемах.// Мехатроника, автоматизация, управление, 2004, – №8. – С. 24–29.

47. Ильясов Б. Г. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Метод получения имитационных моделей движения двухзвенных гусеничных транспортеров «Витязь»// Вестник УГАТУ. 2016Т. 20, №1 (71). С. 20–25.

48. Ильясов Б.Г. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч.А., Синтез интеллектуальной системы управления движением двухзвенного гусеничного транспортера «Витязь» на основе имитационного моделирования// Международный научно-исследовательский журнал. 2016. № 10 (52) Часть 2, С. 46–53.

49. Хуснутдинов Д. З. Нечеткая логическая система компенсации возмущений при движении двухзвенного гусеничного транспортера «Витязь»// Управление большими системами: материалы XIV Всероссийской школы-конференции молодых ученых. Пермь, 2017 – С. 347–355.

50. Кабанов А. А., Моделирование и управление движением гусеничного мобильного робота// Управление в технических, эргатических, организационных и сетевых системах, 2012. – С.740-743.

51. Кисельков А. Н. К построению математических моделей робокаров. – М.: Машиностроение, 1989. – № 4. – С. 68.

52. Коловский М. З., Слоущ А. В., Основы движения промышленных роботов. – М.: Наука, 1988. – 240 с.

53. Коренев Г. В., Цель и приспособляемость движения, М.: Наука, 1974. – 528 с.

54. Коробочкин, Б. Л. Динамика гидравлических систем станков .– М.: Машиностроение, 1976 . – 240 с.

55. Красовский А. Н., Парамонов А. Г., Упрощенная математическая модель криволинейного движения трактора с прицепом// Вестник Курганской ГСХА, – №4 (8), 2013. – С. 66-67.

56. Крутько П. Д. Управление исполнительными системами роботов. – М.: Наука, 1991.– 336с.

57. Куксенок Л. В., Лутманов С. В., Петухов И.С. Управление движением плоского двухзвенного манипулятора по критерию «Минимум энергии»// Проблемы механики и управления, 2012. – №38, С.28-39.

58. Кулагин Е. В., Лутманов С. В., Петухов И. С., Математическое моделирование управления движением плоского двухзвенного манипулятора// Проблемы механики и управления, 2005. – №37. С.21-31.

59. Кусимов С.Т., Ильясов Б.Г., Васильев В.И. и др. Управление динамическими системами в условиях неопределённости / Под ред. Кусимова, С.Т., Ильясова Б.Г., Васильева В.И. – М.: Наука, 1998. – 452 с.

60. Кусимов С.Т., Ильясов Б.Г., Васильев В.И., Мунасыпов Р.А. Синтез систем управления методом структурных функций// Труды 8 Средиземноморской конф. IEEE по управлению и автоматизации (MED'2000). Патрас, Греция, 2000. –WB 2-5. С. 1–6. (на англ. языке).

61. Леоненко, А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 736 с.

62. Лисицкий Д.Л. Выбор структуры системы автоматического управления траекторным движением мобильного робота// Вестник Саратовского государственного технического университета. Саратов, 2009. Вып. 3(34). С. 102-109.

63. Лисицкий Д.Л. Математическая модель четырехколесного мобильного робота/ Д.Л. Лисицкий, Л.А. Лисицкий// Сборник трудов международной научной конференции «Проблемы управления, обработки и передачи информации АТМ-2011». Саратов: СГТУ, 2011. – С. 310-314.

64. Лутманов С. В., Куксенок Л. В., Попова Е. С. Задачи управления двухзвенным манипулятором с вращательными кинематическими парами// Фундаментальные исследования, №6 (часть 4), 2013. – С. 886-891.

65. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя: Пер. с англ./ Под ред. Я.З. Цыпкина., -М.: Наука, 1991. – 432 с.

66. Любомудров Е. В. Применение теории подобия при проектировании систем управления ГТД. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с.

67. Макаров М.И. Организация управления транспортными средствами при использовании навигационно-связных, информационных и телекоммуникационных технологий / Макаров М.И., Королев А.Н., // Мехатроника, автоматизация, управление. 2006. – № 10. С. 35 – 40.

68. Максимей И.В. Имитационное моделирование на ЭВМ – М.: Радио и связь, 1988. – 255 с.

69. Масютина Г. В., Лубенцов В. Ф. Структурно-параметрический синтез адаптивной системы управления на основе нечеткой логики// Известия ЮФУ. Технические науки . 2010. – №5. – С. 165-170.

70. Мееров М.В. Исследование и оптимизация многосвязных систем управления. – М.: Наука, 1986. – 384 с.

71. Меренков А. П. Хасилев В. Я. Теория гидравлических цепей. – М.: Наука, 1985. – 279с.

72. Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для втузов: В3 кн./Под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьева. – М.: Высш. шк., 1988. – 304 с.

73. Миркин Б. М., Адаптивное децентрализованное управление динамическими системами// Бишкек: Илим, 1991. – 235с.

74. Ортега Дж., Пул У. Введение в численные методы решения дифференциальных уравнений/ Пер. с англ.; Под ред. А.А. Абрамова.– М.: Наука,1986. – 288 с.

75. Паламарчук В. Транспорт – важное условие экономического роста // Экономика - 2000.- №6, С. 21–23

76. Паршева Е. А. Адаптивное децентрализованное управление многосвязными объектами с запаздыванием по управлению// Автоматика и телемеханика: 2004. №10. – С. 134-146.

77. Паршева Е.А. Адаптивное децентрализованное управление по выходу многосвязными объектами с запаздыванием с не минимальной реализацией эталонной модели// Проблемы управления. 2005.№2. – С.30-36

78. Паршева Е.А. Адаптивное робастное управление по выходу нелинейным многосвязным объектом// Вестник АГТУ, 2006. №1. – С.49-59.

79. Паршева Е.А., Цыкунов А.М. Адаптивное децентрализованное управление многосвязными объектами// Автоматика и телемеханика, 2001. №2. С.135-148.

80. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Учеб. для машиностроительных вузов. М: Машиностроение, 1976, 424 с.

81. Попов, Д.Н. Гидромеханика: Учеб. для вузов по спец. "Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника"/ Д.Н. Попов, С.С. Панаиотти, М.В. Рябинин. Под ред. Д.Н. Попова . – 2-е изд., стер . – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.

82. Сабитов И. И. Применение логических регуляторов в каналах многосвязной системы// Сборник научных трудов Всероссийской молодёжной научной конференции “Мавлютовские чтения”. – Уфа: УГАТУ, 2013 – Том 3, –С. 282–283.

83. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1989.-432 с.

84. Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. – М.: Физматлит, 2001. – 320 с.

85. Смирнов И. А., Сарач. Е. И., Котиев Г. О., Повышение подвижности двухзвенной гусеничной машины управлением углом складывания секций в вертикальной плоскости во время движения// Электронное научно техническое издание «Наука и образование» МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. № . – С. 114-119.

86. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 1998. – 319 с.

87. Сорокин Е.С.К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем / Е. С. Сорокин. – М.: Госстройиздат, 1960 . – 131 с.

88. Сэйдж Э, Мелса Д. Идентификация систем управления. – М: Наука, 1974. – 248с.

89. Тарасик В.П. Математическое моделирование техническихсистем: Учебник для вузов. – Мн.: Дизайн ПРО, 1997. – 640 с.

90. Тарг С. М., Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416с.

91. Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. – М.: Машиностроение, 1973, – 168 с.

92. Трубников М.Л., Инерционные свойства двухзвенных манипуляторов с избыточным количеством приводных элементов// Проблемы машиностроения и автоматизации, 2008, №14. – С. 27-36.

93. Усков А.А., Круглов В.В. Интеллектуальные системы управления на основе методов нечеткой логики. – Смоленск: Смоленская городская типография, 2003. – 177 с.

94. Фаробин Я.Е., Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176с.

95. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Анализ влияния демпфирующего устройства на нелинейную модель гидропривода рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь»// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 28-30 мая 2014 г.). Уфа: УГАТУ, 2014. – 135с.

96. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Анализ влияния нелинейностей на динамику рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 17-18 мая 2013 г.). Уфа: УГАТУ, 2013. – 126с.

97. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Имитационное моделирование горизонтальных поворотов двухзвенного транспортера «Витязь», синтезированная методом электроаналогий// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 14-15 мая 2011 г.). Уфа: УГАТУ, 2011. – 99с.

98. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Математическая модель двухзвенного транспортера как объекта инструментальной системы оптимального проектирования на основе генетических алгоритмов. Интеллектуальные системы управления// Коллективная монография под редакцией академика РАН Васильева С.Н., – М: Машиностроение, 2010. – 539с.

99. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Методика расчета демпфирующего устройства для гидропривода рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь»// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 28-30 мая 2014 г.). Уфа: УГАТУ, 2014. – С. 116.

100. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Моделирование гидравлического привода руля двухзвенного транспортера// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 13-14мая 2010 г.). Уфа: УГАТУ, 2010. – С. 104.

101. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Нелинейная математическая модель рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь»// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 14-15 мая 2012 г.). Уфа: УГАТУ, 2012. – С. 116.

102. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Система управления поворотами снегоболотохода «Витязь» на основе электрической обратной связи// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 28-30 мая 2014 г.). Уфа: УГАТУ, 2014. – С. 117

103. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Сравнительный анализ гидрофиицированных рулевых приводов с гидравлической и электрической

обратной связью применительно к двухзвенным гусеничным транспортерам «Витязь»// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 28-30 мая 2014 г.). Уфа: УГАТУ, 2014. – С. 120

104. Хуснутдинов Д. З., Яруллин Ч. А., Методы синтеза математических моделей гидропередач для рулевого механизма снегоболотоходов «Витязь»// Наукоемкие технологии в машиностроении: материалы научно-практической конференции (г. Ишимбай, 16-17 мая 2011 г.). Уфа: УГАТУ, 2011. – С. 121

105. Хуснутдинов Д.З., Ильин А.И., Яруллин Ч.А., Сайфеев Т.Р., Математическое моделирование рулевого механизма двухзвенного транспортера «Витязь» с гидравлической обратной связью// Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции. - Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – С. 207

106. Цыкунов А.М. Адаптивное робастное управление динамическими объектами по выходу.-М.: Физматлит, 2009. – 268с.

107. Чикуров Н.Г.. Моделирование технических систем: Учебное пособие/ Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; -Уфа: УГАТУ 2009, 357с.

108. Шариков Н.В., Моделирование управляемого движения манипулятора// Известия ТулГУ. Технические науки, 2013, №9, часть 1. – С.193-201.

109. Электронный ресурс. Режим доступа: http://bolotohod.ru/ - официальный сайт Акционерного общества "Машиностроительная компания “Витязь”.

110. Ющенко А.С. Маршрутизация движения мобильного робота в условиях неопределенности // Мехатроника, автоматизация, управление. 2004. № 1. С. 31 - 38.

111. Яцун С. Ф, Черепанов А. А., Рублев С. Б. Исследование движения трехзвенного мобильного робота по горизонтальной шероховатой поверхности//

Известия юго-западного государственного университета, №2-1, 2012. – С. 182-191.

112. Визуальная среда математического моделирования MathCAD [Электронный ресурс]/ Электронные дан. Режим доступа: http://bourabai.kz/einf/mathcad/index.htm. – заглавие с домашней станицы интернета.

113. Borovin G.K. Computer Simulation of Hydraulic Control System of the Walking Machine.// Proceedings 2nd Tampere Intern. Conf. on Machine Automat, ICMA'98. 1998. Pp. – 179-192.

114. Gavel D. T., Siljak D. D. Decentralized adaptive control: structural conditions for stability//IEEE Trans. Autom. Contr. 1981. Vol.34.№3.Pp.413-426

115. Hamel B. A mathematical study of on-off controlled higher-order systems. Proc. of the Symposium on nonlinear circuit analysis // Symposium Proc. - New York: Polytechnic Institute of Brooklyn, 1956. – vol. VI – Pp. 225–232.

116. Lehtomaki N. A., Sandell N. R., Athans M. Robustenss results in linear – quadratic Gaussian based multivariable control desings//IEEE Trans. Autom. Contr. 1981. Vol.26.3№1.Pp.75-92

117. Liberzon D. Switching in systems and control. – Boston: Birkhduser, 2003. – 233 p.

118. Lichtsinder M., Levy Y. Jet engine model for control and real-time simulations // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006 – vol. 128, no. 4 – Pp. 745–753.

119. Mamdani E. H., Assilian S. An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller.// Int. J. Man-Mach. Stud. 1975, vol. 7 –Pp. 1–13.

120. Mann G.K.I., Bao-Gang Hu., Gosine R.G. Analysis of direct action fuzzy PID controller structures.// IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part B, vol. 29, Issue 3, Jun 1999, Pp. 371 – 388.

121. Mirkin B. M. Commentson «Exact Output Trackingin Decentralized Adaptiv Control»// IEEE Trans. Autom. Contr. 2003. Vol.48.№2.Pp.348-350

122. Mohan B.M., Sinha A. A simplest fuzzy PID controller: analytical structure and stability analysis.// India Annual Conference, 2004. Proceedings of the IEEE INDICON, 2004. First.20-22 Dec. 2004, Pp.288 – 293.

123. Narendra K. S., Oleng N.O. Exact output traking in decentralized adaptiv control system// IEEE Trans. Autom. Contr. 2002. Vol.47.№2.Pp.456-461

124. Nelson G. M., Lakany H. An investigation into the application of fuzzy logic control to industrial gas turbines // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007 – vol. 129, no. 4 – Pp. 1138–1142.

125. Wang, Q.-G., Ye, Z., Cai, W.-J., Hang, C.-C, PID Control for Multivariable Processes/ Qing-Guo Wan [et al.]// Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg, 2008, – 264 p.

126. Qing-Guo Wang, Yong He, Zhen Ye, Chong Lin, Chang Chieh Hang On loop phase margins of multivariable control systems// Journal of Process Control (Impact Factor: 2.18). 2008 – Vol. 18(2) – Pp. 202-211.

127. Sio K.C., Lee C.K. Stability of fuzzy PID controllers. – IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, 1998 – Part A, vol. 28, Issue 4 – Pp. 490–495.

128. Sun Z., Ge S. Analysis and synthesis of switched linear control systems //Automatica. 2005. – V. 41(2). – Pp. 181–195.

Приложения

Приложение А. Значения постоянных параметров уравнений имитационных моделей ДТМ.

Обозначения	Наименование параметра	Значение параметра
	Параметры ДТМ	
$m, кг$	Масса одного звена	11000
$l_д, м$	Плече сил цилиндров привода в ПСУ	0,2
$k_{трз}$	Коэффициент трения гусениц о грунт при повороте	0,8
$a, м$	Ширина звена ДТМ	2800
$b, м$	Длина звена ДТМ	6783
	Параметры гидравлического привода руля	
$k_р$	Коэффициент передачи рычага шайбы АПН	2,5
$r_{тр}, м$	Радиус трубопровода между АПН и гидравлическими силовыми цилиндрами	0,007
$l_{тр}, м$	Длина трубопровода	3
$r_{тр}, м$	Радиус силового цилиндра	0,04
z	Количество цилиндров АПН	9
$d, м$	Диаметр цилиндров АПН	0,017
$D_s, м$	Диаметр шайбы АПН	0,1
$n_{об}/мин$	Обороты вала насоса	25
$k_{кл}$	Коэффициент передачи предохранительного клапана	$0{,}13*10^{-10}$
E_g	Модуль упругости жидкости	$2{,}15*10^{9}$
$K_{ус}$	Коэффициент передачи усилителя двигателя	22
$K_я$	Электрическая постоянная двигателя	6,82
$K_м$	Механическая постоянная двигателя	6,82
$R, Ом$	Сопротивление якорной обмотки двигателя	100
$L, Гн$	Индуктивность якорной обмотки двигателя	0,14
$J_{яд}, Нм$	Момент инерции якоря двигателя	0,025
$F_{iтяг}, Н$	Сила тяги звеньев	1000Н
$K_{трд}$	Коэффициент трения качения вала о подшипники качения	0,07
$K_{осд}$	Коэффициент локальной обратной связи по угловому положению электродвигателя	300
$K_{осα}$	Коэффициент обратной связи по положению угла складывания кинематических звеньев	2200
$K_{осε}$	Коэффициент обратной связи по положению угла складывания кинематических звеньев	3300

Приложение Б. Листинг программы расчета модели с интеллектуальным управлением

$m := 4000 \quad a := 2$

$K := 50 \quad b := 4.5$

$\alpha := 0.1$

$Kz := 100$

$F := 1000 \quad J := \frac{m\cdot(a+b)}{12} = 2.167\times 10^{3}$

$B := 0.9 \quad L := 3 \quad r := 0.001$

$\lambda := 0.2 \quad Fv := 20$

$T := 1$

$T2 := 2$

$aF := 0 \quad bF := 100 \quad cF := 1000$

$a\alpha := -0.9 \quad b\alpha := -0.45 \quad c\alpha := 0 \quad d\alpha := 0.45 \quad e\alpha := 0.9$

Given

$$\beta зан(t) = \left[\begin{array}{l}
\alpha \leftarrow \alpha(t) \\
\mu 1_\alpha \leftarrow \left|\begin{array}{l} 1 \text{ if } \alpha < a\alpha \\ \frac{a\alpha - \alpha}{b\alpha - a\alpha} + 1 \text{ if } a\alpha \le \alpha \le b\alpha \\ 0 \text{ if } \alpha > b\alpha \end{array}\right. \\
\mu 2_\alpha \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \alpha < a\alpha \\ \frac{\alpha - a\alpha}{b\alpha - a\alpha} \text{ if } a\alpha \le \alpha \le b\alpha \\ \frac{b\alpha - \alpha}{c\alpha - b\alpha} + 1 \text{ if } b\alpha \le \alpha \le c\alpha \\ 0 \text{ if } \alpha > c\alpha \end{array}\right. \\
\mu 3_\alpha \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \alpha < b\alpha \\ \frac{\alpha - b\alpha}{c\alpha - b\alpha} \text{ if } b\alpha \le \alpha \le c\alpha \\ \frac{c\alpha - \alpha}{d\alpha - c\alpha} + 1 \text{ if } c\alpha \le \alpha \le d\alpha \\ 0 \text{ if } \alpha > d\alpha \end{array}\right. \\
\mu 4_\alpha \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \alpha < c\alpha \\ \frac{\alpha - c\alpha}{d\alpha - c\alpha} \text{ if } c\alpha \le \alpha \le d\alpha \\ \frac{d\alpha - \alpha}{e\alpha - d\alpha} + 1 \text{ if } d\alpha \le \alpha \le e\alpha \\ 0 \text{ if } \alpha > e\alpha \end{array}\right. \\
\mu 5_\alpha \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \alpha < d\alpha \\ \frac{\alpha - d\alpha}{e\alpha - d\alpha} \text{ if } d\alpha \le \alpha \le e\alpha \\ 0 \text{ if } \alpha > ev \end{array}\right. \\
\mu 1_F(tv) \leftarrow \left|\begin{array}{l} 1 \text{ if } tv < aF \\ \frac{aF - tv}{bF - aF} + 1 \text{ if } aF \le tv \le bF \\ 0 \text{ if } tv > bF \end{array}\right. \\
\mu 2_F(tv) \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } tv < av \\ \frac{tv - aF}{bF - aF} \text{ if } aF \le tv \le bF \end{array}\right.
\end{array}\right]$$

$$\alpha$$

$af1 := -0.9 \quad bf1 := -0.45 \quad cf1 := 0 \quad df1 := 0.45 \quad ef1 := 0.9$

$a := -0.9 \quad b := -0.45 \quad c := 0 \quad d := 0.45 \quad e := 0.9$

$af1 := -0.9 \quad bf1 := -0.45 \quad cf1 := 0 \quad df1 := 0.45 \quad ef1 := 0.9$

$a1 := -0.9 \quad b1 := -0.45 \quad c1 := 0 \quad d1 := 0.45 \quad e1 := 0.9$

$$\beta ком(t) = \left[\begin{array}{l}
\Delta vr \leftarrow (vmx(t) - vx(t)) - (vmy(t) - vy(t)) \\
\Delta v \leftarrow \sqrt{(vx(t))^2 + (vy(t))^2}\cdot\cos(\varphi(t)) \\
\Delta vm \leftarrow \sqrt{(vxm(t))^2 + (vym(t))^2}\cdot\cos(\varphi m(t)) \\
\Delta v \leftarrow \Delta vm - \Delta v \\
\Delta x \leftarrow xm(t) - x(t) \\
\Delta y \leftarrow ym(t) - y(t) \\
\mu 1_\Delta v \leftarrow \left|\begin{array}{l} 1 \text{ if } \Delta v < av \\ \frac{av - \Delta v}{bv - av} + 1 \text{ if } av \le \Delta v \le bv \\ 0 \text{ if } \Delta v > bv \end{array}\right. \\
\mu 2_\Delta v \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \Delta v < av \\ \frac{\Delta v - av}{bv - av} \text{ if } av \le \Delta v \le bv \\ \frac{bv - \Delta v}{cv - bv} + 1 \text{ if } bv \le \Delta v \le cv \\ 0 \text{ if } \Delta v > cv \end{array}\right. \\
\mu 3_\Delta v \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \Delta v < bv \\ \frac{\Delta v - bv}{cv - bv} \text{ if } bv \le \Delta v \le cv \\ \frac{cv - \Delta v}{dv - cv} + 1 \text{ if } cv \le \Delta v \le dv \\ 0 \text{ if } \Delta v > dv \end{array}\right. \\
\mu 1_\Delta x \leftarrow \left|\begin{array}{l} 1 \text{ if } \Delta v < av \\ \frac{av - \Delta v}{bv - av} + 1 \text{ if } av \le \Delta v \le bv \\ 0 \text{ if } \Delta v > bv \end{array}\right. \\
\mu 2_\Delta x \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \Delta v < av \\ \frac{\Delta v - av}{bv - av} \text{ if } av \le \Delta v \le bv \\ \frac{bv - \Delta v}{cv - bv} + 1 \text{ if } bv \le \Delta v \le cv \\ 0 \text{ if } \Delta v > cv \end{array}\right. \\
\mu 3_\Delta x \leftarrow \left|\begin{array}{l} 0 \text{ if } \Delta v < bv \end{array}\right.
\end{array}\right]$$

Приложение Б. (Продолжение)

$$\mu3_F(tv) \leftarrow \begin{cases} \dfrac{bF - tv}{cF - bF} + 1 & \text{if } bF \le tv \le cF \\ 0 & \text{if } tv > cF \end{cases}$$

$$\mu3_F(tv) \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } tv < bF \\ \dfrac{tv - bF}{cF - bF} & \text{if } bF \le tv \le cF \\ \dfrac{cF - tv}{dF - cF} + 1 & \text{if } cF \le tv \le dF \\ 0 & \text{if } tv > dF \end{cases}$$

$$\xi1 \leftarrow \max(\mu2_\alpha, \mu4_\alpha)$$

$$\xi2 \leftarrow \max(\mu1_\alpha, \mu5_\alpha)$$

$$F1(tv) \leftarrow \min(\mu1_F(tv), \mu3_\alpha)$$

$$F2(tv) \leftarrow \min(\mu2_F(tv), \xi1)$$

$$F3(tv) \leftarrow \min(\mu3_F(tv), \xi2)$$

$$Fкор(tv) \leftarrow \max(F1(tv), F2tv, F3(tv))$$

$$Fкор \leftarrow \frac{\left(\displaystyle\int_{-2}^{2} tv \cdot Fкор(tv)\, dtv\right)}{\displaystyle\int_{-2}^{2} Fкор(tv)\, dtv}$$

$$Fкор$$

$$\mu1_\Delta y \leftarrow \begin{cases} \dfrac{\Delta v - bv}{cv - bv} & \text{if } bv \le \Delta v \le cv \\ \dfrac{cv - \Delta v}{dv - cv} + 1 & \text{if } cv \le \Delta v \le dv \\ 0 & \text{if } \Delta v > dv \end{cases}$$

$$\mu1_\Delta y \leftarrow \begin{cases} 1 & \text{if } \Delta v < av \\ \dfrac{av - \Delta v}{bv - av} + 1 & \text{if } av \le \Delta v \le bv \\ 0 & \text{if } \Delta v > bv \end{cases}$$

$$\mu2_\Delta y \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } \Delta v < av \\ \dfrac{\Delta v - av}{bv - av} & \text{if } av \le \Delta v \le bv \\ \dfrac{bv - \Delta v}{cv - bv} + 1 & \text{if } bv \le \Delta v \le cv \\ 0 & \text{if } \Delta v > cv \end{cases}$$

$$\mu3_\Delta y \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } \Delta v < bv \\ \dfrac{\Delta v - bv}{cv - bv} & \text{if } bv \le \Delta v \le cv \\ \dfrac{cv - \Delta v}{dv - cv} + 1 & \text{if } cv \le \Delta v \le dv \\ 0 & \text{if } \Delta v > dv \end{cases}$$

$$\beta1v(tv) \leftarrow \begin{cases} 1 & \text{if } tv < a_v\beta \\ \dfrac{a_v\beta - tv}{b_v\beta - a_v\beta} + 1 & \text{if } a_v\beta \le tv \le b_v\beta \\ 0 & \text{if } tv > b_v\beta \end{cases}$$

$$\beta2v(tv) \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } tv < a_v\beta \\ \dfrac{tv - a_v\beta}{b_v\beta - a_v\beta} & \text{if } a_v\beta \le tv \le b_v\beta \\ \dfrac{b_v\beta - tv}{c_v\beta - b_v\beta} + 1 & \text{if } b_v\beta \le tv \le c_v\beta \\ 0 & \text{if } tv > c_v\beta \end{cases}$$

$$\beta3v(tv) \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } tv < b_v\beta \\ \dfrac{tv - b_v\beta}{c_v\beta - b_v\beta} & \text{if } b_v\beta \le tv \le c_v\beta \\ \dfrac{c_v\beta - tv}{d_v\beta - c_v\beta} + 1 & \text{if } c_v\beta \le tv \le d_v\beta \\ 0 & \text{if } tv > d_v\beta \end{cases}$$

$$\beta4v(tv) \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } tv < c_v\beta \\ \dfrac{tv - c_v\beta}{d_v\beta - c_v\beta} & \text{if } c_v\beta \le tv \le d_v\beta \\ \dfrac{d_v\beta - tv}{e_v\beta - d_v\beta} + 1 & \text{if } d_v\beta \le tv \le e_v\beta \\ 0 & \text{if } tv > e_v\beta \end{cases}$$

$$\beta5v(tv) \leftarrow \begin{cases} 0 & \text{if } tv < d_v\beta \\ \dfrac{tv - d_v\beta}{e_v\beta - d_v\beta} & \text{if } d_v\beta \le tv \le e_v\beta \\ 0 & \text{if } tv > e\beta \end{cases}$$

$$\mu1_Pin \leftarrow \begin{cases} \mu3_\Delta y & \text{if } \Delta vr > 0 \\ \mu3_\Delta x & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\mu2_Pin \leftarrow \begin{cases} \mu3_\Delta y & \text{if } \Delta vr > 0 \\ \mu3_\Delta x & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\mu3_Pin \leftarrow \begin{cases} \mu3_\Delta y & \text{if } \Delta vr > 0 \\ \mu3_\Delta x & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\xi1 \leftarrow \min(\mu1_\Delta v, \mu1_Pin)$$

$$\xi2 \leftarrow \min(\mu1_\Delta v, \mu2_Pin)$$

$$\xi3 \leftarrow \min(\mu1_\Delta v, \mu3_Pin)$$

$$\xi4 \leftarrow \min(\mu2_\Delta v, \mu1_Pin)$$

$$\xi5 \leftarrow \min(\mu2_\Delta v, \mu2_Pin)$$

$$\xi6 \leftarrow \min(\mu2_\Delta v, \mu3_Pin)$$

$$\xi7 \leftarrow \min(\mu3_\Delta v, \mu1_Pin)$$

$$\xi8 \leftarrow \min(\mu3_\Delta v, \mu2_Pin)$$

$$\xi9 \leftarrow \min(\mu3_\Delta v, \mu3_Pin)$$

$$\beta1vv(tv) \leftarrow \min(\beta1v(tv), \xi1)$$

$$\beta2vv(tv) \leftarrow \min(\beta2v(tv), \max(\xi4, \xi7))$$

$$\beta3vv(tv) \leftarrow \min(\beta3v(tv), \max(\xi2, \xi5))$$

$$\beta4vv(tv) \leftarrow \min(\beta4v(tv), \max(\xi3, \xi6, \xi8))$$

$$\beta5vv(tv) \leftarrow \min(\beta5v(tv), \xi9)$$

$$\beta ком(tv) \leftarrow \max(\beta1vv(tv), \beta2vv(tv), \beta3vv(tv), \beta4vv(tv), \beta5vv(tv))$$

$$\beta ком \leftarrow \frac{\left(\displaystyle\int_{-2}^{2} tv \cdot \beta комtv\, dtv\right)}{\displaystyle\int_{-2}^{2} \beta ком(tv)\, dtv}$$

$$\beta ком$$

Приложение Б. (Продолжение)

$$\frac{d}{dt}\beta(t) = \frac{1}{T}\left[\begin{cases} B & \text{if } 5 < t < 20 \\ (-B\cdot 0.0081) & \text{otherwise} \end{cases} - \beta(t)\right]$$

$$\frac{d}{dt}\alpha(t) = \frac{1}{T2}\left(\frac{d}{dt}\beta(t) - \alpha(t)\right)$$

$$\frac{d}{dt}\varphi(t) = \upsilon(t)$$

$$\frac{d}{dt}\upsilon(t) = \frac{1}{J}\left(F\cdot L\cdot\sin(\alpha(t) - 0.1\,Mosv(t) - 1.2\,Fosv(t)) - Kz\cdot\upsilon(t) - 3300\,\upsilon(t) - 2200\,\varphi(t) + L\cdot\begin{cases} Fv & \text{if } t > 30 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}\right)$$

$$\frac{d}{dt}x(t) = vx(t)$$

$$\frac{d}{dt}vx(t) = \frac{1}{m}\left[\left[F - 10\cdot\sqrt{(vx(t))^2 + (vy(t))^2}\right]\cdot\cos(\varphi(t)) + r\,F\cdot\cos(\varphi(t) - \alpha(t)) - 500\cdot vx(t)\cdot\cos(\varphi(t)) + \begin{cases} Fv & \text{if } t > 30 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}\cdot\sin(\varphi(t))\right]$$

$$\frac{d}{dt}y(t) = vy(t)$$

$$\frac{d}{dt}vy(t) = \frac{1}{m}\left[\left[F - 10\cdot\sqrt{(vx(t))^2 + (vy(t))^2}\right]\cdot\sin(\varphi(t)) - r\,F\cdot\sin(\varphi(t) - \alpha(t)) - \left(500\cdot vy(t)\cdot\sin(\varphi(t)) - \begin{cases} Fv & \text{if } t > 30 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}\cdot\cos(\varphi(t))\right)\right]$$

$$\frac{d}{dt}\varphi m(t) = \upsilon m(t)$$

$$\frac{d}{dt}\upsilon m(t) = \frac{1}{J}(F\cdot L\cdot\sin(\alpha(t)) - K\cdot\upsilon m(t) - 3300\,\upsilon m(t) - 2200\,\varphi m(t))$$

$$\frac{d}{dt}xm(t) = vxm(t)$$

$$\frac{d}{dt}vxm(t) = \frac{1}{m}\left[\left[F - 5\cdot\left[\sqrt{(vxm(t))^2 + (vym(t))^2}\right]\right]\cdot\cos(\varphi m(t)) + r\,F\cdot\cos(\varphi m(t) - \alpha(t)) - 500\cdot vxm(t)\cdot\cos(\varphi m(t))\right]$$

$$\frac{d}{dt}ym(t) = vym(t)$$

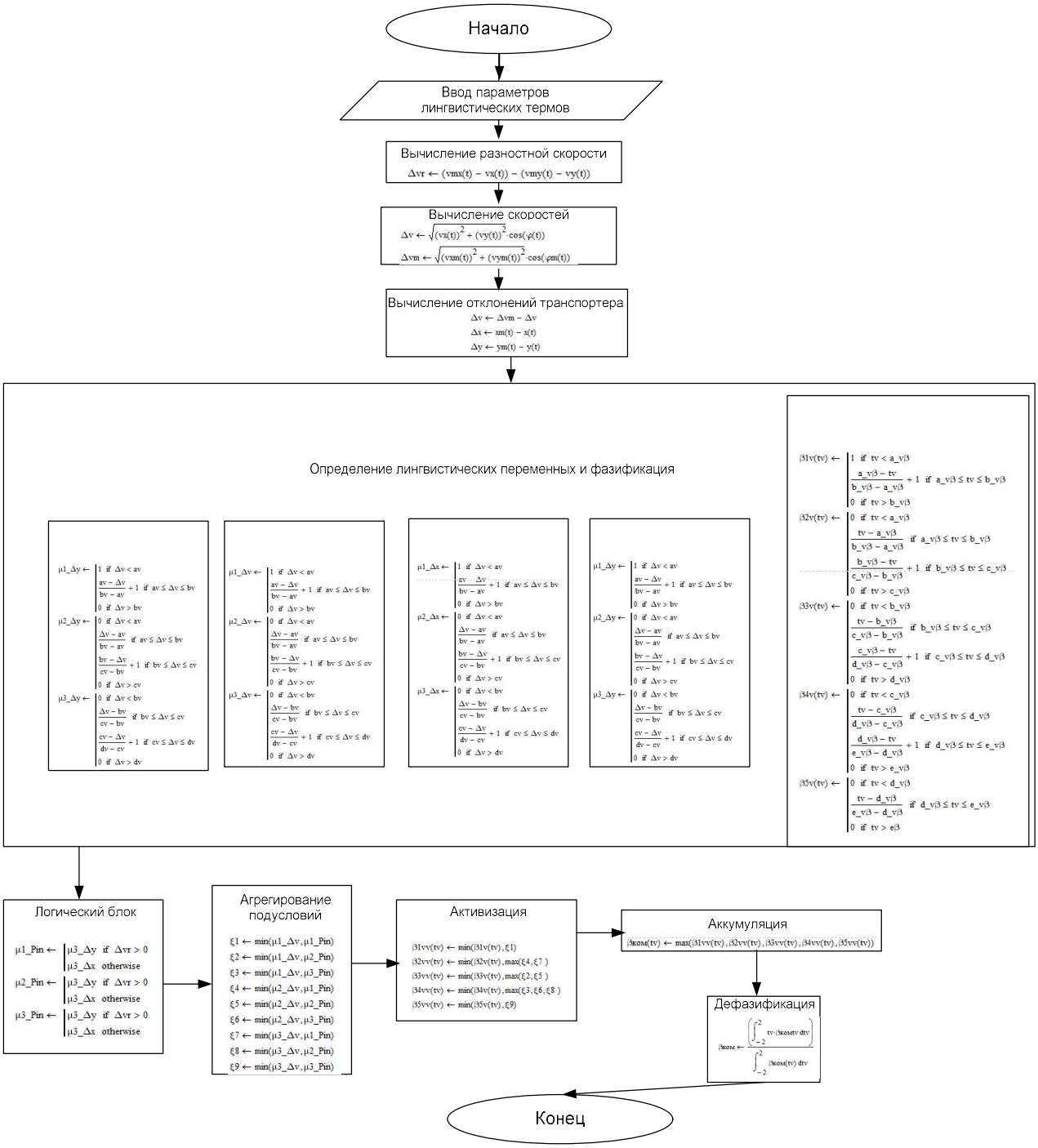
$$\frac{d}{dt}vym(t) = \frac{1}{m}\left[\left[F - 5\cdot\left[\sqrt{(vxm(t))^2 + (vym(t))^2}\right]\right]\cdot\sin(\varphi m(t)) - r\,F\cdot\sin(\varphi m(t) - \alpha(t)) - 500\cdot vym(t)\cdot\sin(\varphi m(t))\right]$$

$xm(0) = 0$ $vxm(0) = 0$ $ym(0) = 0$ $vym(0) = 0$ $\varphi m(0) = 0$ $\upsilon m(0) = 0$ $Mosv(0) = 0$ $Fosv(0) = 0$

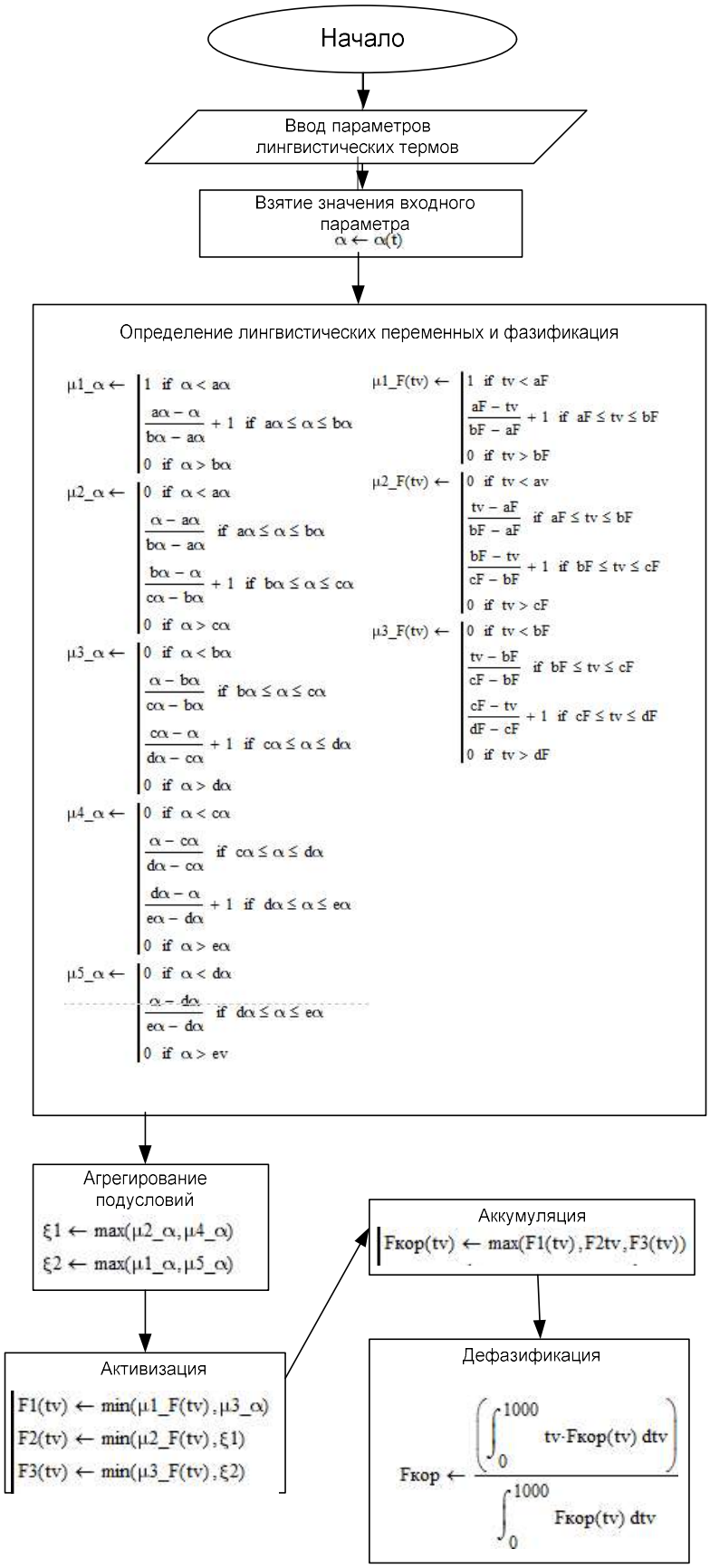
$x(0) = 0$ $vx(0) = 0$ $y(0) = 0$ $vy(0) = 0$ $\varphi(0) = 0$ $\upsilon(0) = 0$ $\beta(0) = 0$ $\alpha(0) = 0$

$$\begin{pmatrix} x \\ vx \\ y \\ vy \\ \varphi \\ \upsilon \\ \beta \\ \alpha \\ xm \\ vxm \\ ym \\ vym \\ \varphi m \\ \upsilon m \\ Mosv \\ Fosv \end{pmatrix} := \text{Odesolve}\left[\begin{pmatrix} x \\ vx \\ y \\ vy \\ \varphi \\ \upsilon \\ \beta \\ \alpha \\ xm \\ vxm \\ ym \\ vym \\ \varphi m \\ \upsilon m \\ Mosv \\ Fosv \end{pmatrix}, t, 100\right]$$

Приложение В. Алгоритм нечеткого вывода компенсационной системы управления



Приложение Г. Алгоритм нечеткого вывода системы стабилизации заносов



Приложение Д. Акт внедрения результатов диссертационной работы в производство АО «МК «Витязь»

УТВЕРЖДАЮ

Директор АО «МК «Витязь»

_____И.Н. Арсланов

«___»_____ 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы по теме: «Синтез систем управления мобильными двузвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности» аспиранта кафедры «Техническая кибернетика» Уфимского государственного авиационного технического университета Хуснутдинова Дима Зинфировича на соискание ученой степени кандидата технических наук

Мы, представители АО «МК «Витязь», главный конструктор Ильин А.И., ведущий инженер-конструктор Сайфеев Т.Р., составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы по теме: «Синтез систем управления мобильными двузвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности» внедрены в процесс разработки и изготовления автоматической гидравлической рулевой системы двузвенного гусеничного транспортера модели ДТ-10, выпускаемого Акционерным Обществом «Машиностроительная Компания «Витязь», и использовались при:

1) подготовке технического задания на разработку и изготовление автоматической гидравлической рулевой системы транспортера ДТ-10;

2) выборе структурных элементов для автоматической гидравлической рулевой системы транспортера ДТ-10.

Планируется использование полученных результатов диссертации при проектировании новых образцов двузвенных транспортных механизмов.

Использование указанных результатов позволяет повысить качество и эффективность проектирования и разработки автоматических гидравлических рулевых систем транспортера, сократить затраты на проведение данных работ, повысить технический уровень подготовки специалистов.

Главный конструктор А.И. Ильин

Ведущий инженер конструктор Т.Р. Сайфеев

Приложение Е. Акт внедрения результатов диссертационной работы в учебный процесс в ФГБОУ ВО «УГАТУ»

УТВЕРЖДАЮ

Проректор ФГБОУ ВО «УГАТУ»

по учебно-методической работе

д.-р. техн. наук, проф.

_____ Чистиченко А.В.

«13» 03 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Хуснутдинова Дима Зинфировича по теме: «Синтез систем управления мобильными двухзвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности» на соискание ученой степени кандидата технических наук

Мы, нижеподписавшиеся, настоящим актом подтверждаем, что следующие результаты диссертационной работы Хуснутдинова Д.З., а именно:

- методика анализа и синтеза автоматической рулевой системы гусеничного двухзвенного транспортного механизма;
- методика анализа гусеничного двухзвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция синтеза системы управления его движением;
- структура интеллектуальных подсистем стабилизации движения при заносах и компенсации опасных возмущений при движении гусеничного двухзвенного транспортного механизма;
- программа имитации движения гусеничного двухзвенного транспортного механизма и его автоматической рулевой системы.

используются в учебном процессе кафедры «Техническая кибернетика» ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» при написании выпускных квалификационных работ по направлениям подготовки бакалавров 27.03.03 «Системный анализ и управление», 27.03.04 «Управление в технических системах» а также при изучении отдельных разделов дисциплин «Теория систем», «Интеллектуальные системы», «Теория автоматического управления», «Системный анализ» по данным направлениям.

Рекомендуем использование полученных результатов при формировании тем диссертационных работ магистров.

Заведующий кафедрой
«Техническая кибернетика»
ФГБОУ ВО «УГАТУ»
д.-р. техн. наук, проф. В.Е. Гвоздев

Приложение Ж. Акт внедрения результатов диссертационной работы в учебный процесс в филиала ФГБОУ ВО «УГАТУ» в г. Ишимбай

УТВЕРЖДАЮ
Директор филиала
ФГБОУ ВО «УГАТУ» в г. Ишимбае
_____ Л.А. Берешева
«___» _____ 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы «Синтез систем управления мобильными двузвенными транспортными механизмами, функционирующими в условиях неопределенности» Хуснутдинова Дима Зинфировича на соискание ученой степени кандидата технических наук

Мы, нижеподписавшиеся, настоящим актом подтверждаем, что следующие результаты диссертационной работы Хуснутдинова Д.З. используются в учебном процессе филиала ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» в г. Ишимбае:

- методика анализа и синтеза автоматической рулевой системы гусеничного двузвенного транспортного механизма «Витязь» ДТ-10;
- методика анализа гусеничного двузвенного транспортного механизма как объекта управления и концепция синтеза системы управления его движением;
- структура интеллектуальных подсистем стабилизации движения при заносах и компенсации опасных возмущений при движении гусеничного двузвенного транспортного механизма;
- программное обеспечение для компьютерной имитации движения гусеничного двузвенного транспортного механизма и его автоматической рулевой системы.

Результаты диссертации используются при написании выпускных квалификационных работ по направлению подготовки бакалавров 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств», в отдельных разделах дисциплин «Теория автоматического управления», «Моделирование систем и процессов», «Интеллектуальные системы управления» данной специальности, а также в дисциплине «Системы автоматического управления специальной техникой» по направлению подготовки бакалавров 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Заместитель директора по УР
канд. эконом. наук, доцент — Е.Е. Будник

Заведующий кафедрой ТиТМ,
канд. техн. наук, доцент — В.Н.Ипполитов