

На правах рукописи

Козлова Анна Сергеевна

АВТОНОМНЫЙ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ МЕХАТРОННЫЙ МОДУЛЬ
СИСТЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Специальность 05.02.05 –

Роботы, мехатроника и робототехнические системы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2018 г.

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Панков Виктор Александрович**
Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры робототехнических систем и мехатроники МГТУ им. Н.Э. Баумана

Консультант: **Белоусов Борис Николаевич**
Доктор технических наук, профессор, начальник отдела тяжелых транспортных комплексов НПЦ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Стажков Сергей Михайлович**
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой системы приводов, мехатроники и робототехники Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова

Хрущев Василий Сергеевич
Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник ФГБУ «3-й Центрального научно-исследовательский институт Министерства обороны РФ»

Ведущая организация: **АО «Брянский автомобильный завод»**

Защита диссертации состоится «22» мая 2018 г. в 14 часов 30 мин. на заседании диссертационного совета Д212.141.02 при МГТУ имени Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Госпитальный переулок, д.10, факультет Специального машиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана в аудитории 613 м.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте www.bmstu.ru МГТУ им. Н.Э. Баумана

Автореферат разослан «__» _____ 2018 г.

Ваш отзыв на автореферат в 2-х экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д212.141.02

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



Муратов И.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Значение грузоперевозок в современном мире огромна. Они играют одну из ключевых ролей в развитии экономики и международных отношений страны. Одним из способов повышения эффективности автомобильных перевозок является использование многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности. Такие транспортные средства, как правило, имеют длину более 24 метров, могут иметь более 100 колес, а нагрузки на ось могут превышать 100 кН. С их помощью стало возможно перевозить к месту назначения модули цехов, фабрик и заводов, морских доков, буровых установок, корпуса судов, трансформаторы, атомные реакторы и другие крупногабаритные неделимые изделия. Это позволяет повысить надежность работы строящихся объектов, поскольку качество агрегатов и оборудования, собранного непосредственно на строительной площадке, уступает качеству заводской сборки. Наиболее оригинальные конструкции многоосных транспортных средств, используемые в качестве мобильной базы для различных агрегатов боевых машин, создаются для нужд армии в соответствии с условиями их использования.

В связи с тем, что конструкция многоосных транспортных средств обусловлена высокими нагрузками, большими размерами, при их проектировании особое внимание уделяется системе рулевого управления для обеспечения маневренности и точности подъезда к разгрузочно-погрузочным площадкам. Работы в области создания таких систем ведутся такими учеными, как Б.Н. Белоусов, С.Д. Попов, (Научно-производственный центр «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана), Г.О. Котиев (кафедра «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана), С.А. Ермаков, А.М. Селиванов, В.С. Хомутов (МАИ), П.Г. Редько (ОАО «ПМЗ Восход»), М.С. Высоцкий, С.В. Харитончик (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси), В.Г. Корнилов, Н.М. Назаров (Научно-исследовательский испытательный институт Министерства обороны Российской Федерации) и др.

Механический рулевой привод обладает сложной кинематикой, большим весом и высокой энергоемкостью. Поэтому в последнее время большое внимание уделяется созданию электрогидравлических рулевых приводов как наименее энергоёмких систем. На данный момент наибольшее применение в конструкции многоосных транспортных средств находят электрогидравлические рулевые приводы с централизованным источником гидравлического питания для всех исполнительных механизмов, обеспечивающих поворот колес транспортного средства. Однако применение централизованного источника гидравлического питания не позволяет решить проблему снижения энергозатрат в полной мере, т.к. предполагает применение гидрораспределителей с дроссельным регулированием, которое приводит к нагреву рабочей жидкости и большим потерям и, как следствие, к низкому КПД. Кроме того, возникает необходимость установки гидравлических баков больших размеров и теплообменников для охлаждения рабочей жидкости. Стоит так же отметить большую протяженность гидравлических магистралей

рулевого привода с централизованным источником гидравлического питания в составе многоосного транспортного средства. Проблема является особенно актуальной для многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности военного назначения, поскольку при повреждении одного участка трубопровода из строя выходит вся система рулевого управления. Кроме того, система рулевого управления является составной частью системы активной безопасности многоосных транспортных средств и законодательные требования к ней постоянно ужесточаются.

В связи с этим в проблеме повышения активной безопасности движения автомобиля актуальной является научная задача поиска технических решений, позволяющих увеличить энергоэффективность системы рулевого управления. Так, в настоящее время осуществляются попытки сделать рулевой привод автономным, т.е. установить на каждое колесо многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности отдельный автономный электрогидравлический мехатронный модуль (АММ). Такой модуль обладает рядом преимуществ по сравнению с рулевым приводом с централизованным источником гидравлического питания и механическим рулевым приводом:

- возможность применения объёмного регулирования, и как следствие увеличение КПД до 70% по сравнению с 30% КПД дроссельного привода;
- большая надежность, так как при выходе из строя одного из АММ, установленных на многоосном транспортном средстве, колесо будет поворачиваться под воздействием подрессоренной массы за счет кинематики подвески, при этом остальные модули будут продолжать работать в нормальном режиме;
- удобство монтажа и обслуживания, т.к. АММ представляет собой отдельный модуль;

Однако, на сегодняшний день можно говорить, об отсутствии научно обоснованных принципов построения АММ и методики их проектирования в системе рулевого управления многоосного транспортного средства, как составной части системы активной безопасности многоосного транспортного средства.

Целью исследования является разработка методики проектирования АММ на основании выявления закономерностей функционирования АММ в составе системы рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности.

Задачи исследования формируются в соответствии с поставленной целью следующим образом:

1. Установление закономерностей функционирования и основных принципов построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.
2. Разработка математической модели АММ.
3. Разработка методики проектирования АММ
4. Проведение экспериментальных исследований АММ для верификации разработанной математической модели.

Решение этих задач позволит выявить закономерности функционирования и основные принципы построения системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности включающих в себя несколько АММ.

Объектом исследования является система рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности, как составная часть их системы активной безопасности движения.

Предмет исследования - закономерности функционирования АММ системы рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности.

Методы исследования. При решении поставленных задач были использованы: комплексный подход к построению и исследованию электромеханических систем, включающий метод современной теории автоматического управления, теории электрогидравлических приводов, а также методы математического моделирования, экспериментального и лабораторного исследований.

Научную новизну работы составляют:

1. Впервые установленные закономерности функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности
2. Конструктивная схема АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности. Предложенные в схеме технические решения обеспечивает надежную работу АММ, минимальные энергетические потери и снижение энергетических затрат на управление АММ.
3. Математическая модель, формально описывающая впервые установленные закономерности функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности. Используя известные подходы к моделированию, был получен новый технический результат – увеличение энергоэффективности системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности. Разработанная математическая модель является научным инструментом, представляющим собой основу для методики проектирования АММ.
4. Методика проектирования АММ, предназначенного для работы в системе рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности, которая является универсальным инструментом для создания АММ для других типов многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

Практическая ценность работы

Полученные результаты обеспечивают возможность создания и использования энергосберегающего компактного АММ, в составе системы рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности. Математическая модель, верификация которой проведена с

помощью стендовых испытаний макетного образца АММ, является научным инструментом, представляющим собой основу методики проектирования АММ. Предложенная методика проектирования АММ является универсальным инструментом и может быть использована для проектирования АММ различных типов многоосных транспортных средств. Практическая ценность подтверждается патентами Российской Федерации: на изобретение № 2529965, на полезную модель № 135029, а также евразийским патентом на изобретение № 025404. Все патенты на разработанные в ходе данных исследований технические решения получены с участием соискателя.

Апробация работы и публикации

Корректность и значимость результатов исследования подтверждена актом об использовании материалов диссертации при выполнении ОКР «Разработка электромеханических и мехатронных компонентов системы всеколесного рулевого управления и системы регулируемого поддрессоривания колёс, систем комплексного управления мехатронным опорно-ходовым модулем колесных машин с вариантом нагрузки на колесо 4,0 - 7,5 тс», шифр «Автоэлектроника-МГТУ-1» (головное предприятие АО «НПП «Радар ммс»).

По материалам диссертации опубликовано 11 печатных работ, в том числе: 2 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, российский и евразийский патенты на изобретения, 2 статьи в журналах, входящих в перечень Scopus.

Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на: VI Белорусском конгрессе по теоретической и прикладной механике «МЕХАНИКА-2013» (г. Минск, 2013г.); V Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов Будущее машиностроения России, МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва 2012 г.); VII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов Будущее машиностроения России, МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2014 г.); на всемирном конгрессе «The SAE 2016 World congress», Детройт (США, 2016 г.); научно-технических семинарах в НПЦ «Специальное машиностроение», на кафедре «Робототехнические системы и мехатроника» МГТУ им. Баумана (2010-2017 гг., г. Москва).

Личный вклад автора. Личный вклад автора состоит в формулировании научной задачи, цели и задач исследования, обобщение и анализ состояния вопроса разработки научной задачи, разработке общей методики проведения исследований участие в разработке математической модели, постановка задач на моделирование, участие в моделировании, обобщение и анализ результатов моделирования, формирование выводов и предложений по исследованию, участие в создании патентов российского и евразийского, выполнении и анализе экспериментальных результатов, формулировании методики и основных выводов по работе

Положения, выносимые на защиту:

1. Закономерности функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности;

2. Математическая модель АММ, позволяющая моделировать различные режимы работы колеса с учетом изменения параметров внешней среды и конструкции АММ;
3. Методика проектирования АММ, предназначенного для работы в системе рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности.
4. Конструктивная схема АММ, новизна которой подтверждена Российским и Евразийским патентами.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и списка литературы. Библиографический список содержит 99 ссылок. Объём диссертации составляет 110 страниц. Работа содержит 39 рисунков и 2 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновывается актуальность работы, обозначаются цель и задачи исследования, приводится краткий обзор исследований по теме диссертации. Отмечаются научная новизна и практическая значимость работы, излагаются сведения об апробации и публикациях.

В первой главе изложены состояние вопроса и обоснование решаемой научной задачи. Представлен анализ основных типов приводов, используемых в автомобилестроении. Выявлено, что применение электрогидравлического рулевого привода является наиболее оптимальным для использования в системе рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

Приводятся результаты анализа работ, посвященных исследованию электрогидравлических приводов в различных областях науки и техники, особое внимание уделено рассмотрению основных типов автономных приводов. Рассмотрение автономных электрогидравлических приводов показало, что проанализированные приводы обладают недостатками, ставящими под вопрос рациональность их использования в системе рулевого управления многоосного транспортного средства.

Так, в схемах автономного электрогидравлического привода с реверсивным насосом и автономного электрогидравлического привода с клапаном реверса применяются аксиально-поршневые или плунжерные насосы, стоимость которых достаточно велика. Кроме того, в схемы этих приводов включаются дополнительный следящий электрогидравлический сервопривод и вспомогательный источник гидравлического питания для изменения угла наклонной шайбы насоса, что усложняет конструкцию привода. В автономном приводе гидростатического типа эти недостатки устранены за счет применения бесколлекторного электродвигателя постоянного тока, который управляется специальным микровычислителем и выполняет функцию регулятора расхода привода. Такое техническое решение позволяет использовать шестеренный насос, преимуществом которого является низкая цена и простота конструкции. Наиболее перспективная на данный момент схема гидростатического привода,

разработанная специалистами МАИ, включает много громоздких электрогидравлических и гидравлических устройств и сложна в управлении из-за применения автономно - дроссельного способа регулирования, использование которого оправдано в системах, требующих повышенной точности отработки заданной позиции.

Таким образом, на основании проведенного анализа сделан вывод о том, что необходимо установить закономерности функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

Вторая глава посвящена описанию закономерностей функционирования и функционирования и основным принципам построения АММ.

В функциональной схеме АММ в качестве исполнительного механизма предложено использовать эвольвентную передачу (Рис.1), обладающую преимуществами по сравнению с традиционным исполнительным симметричным гидроцилиндром, шток которого через систему рычагов соединен с поворотным суппортом колеса.

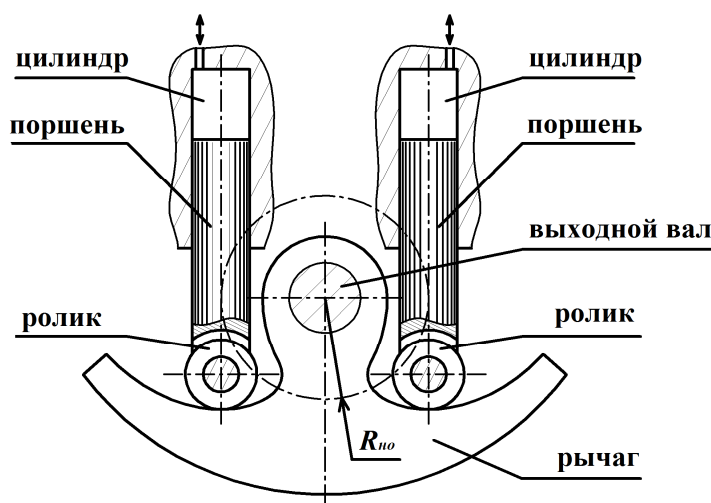


Рис. 1. Эвольвентный исполнительный механизм

Недостатком такого исполнительного механизма является переменная, зависящая от величины угла поворота колеса, величина плеча, через которое поступательное перемещение штока гидравлического цилиндра преобразуется в угловое перемещение колеса. Для обеспечения заданных моментов и угловых скоростей приходится увеличивать плечо или площадь поршня исполнительного механизма, соответственно расход рабочей жидкости. Кроме того, увеличиваются габариты исполнительного механизма. Применение эвольвентного исполнительного механизма обеспечивает независимость плеча, на котором действуют силы со стороны поршней, от угла поворота выходного вала (плечо приложения силы всегда равно радиусу $R_{но}$ начальной окружности эвольвенты). Такое техническое решение позволяет уменьшить перемещение выходного звена исполнительного механизма и за счет этого сократить энергетические затраты на управление АММ.

Функциональная схема АММ, с исполнительным механизмом эвольвентного типа представлена на Рис. 2.

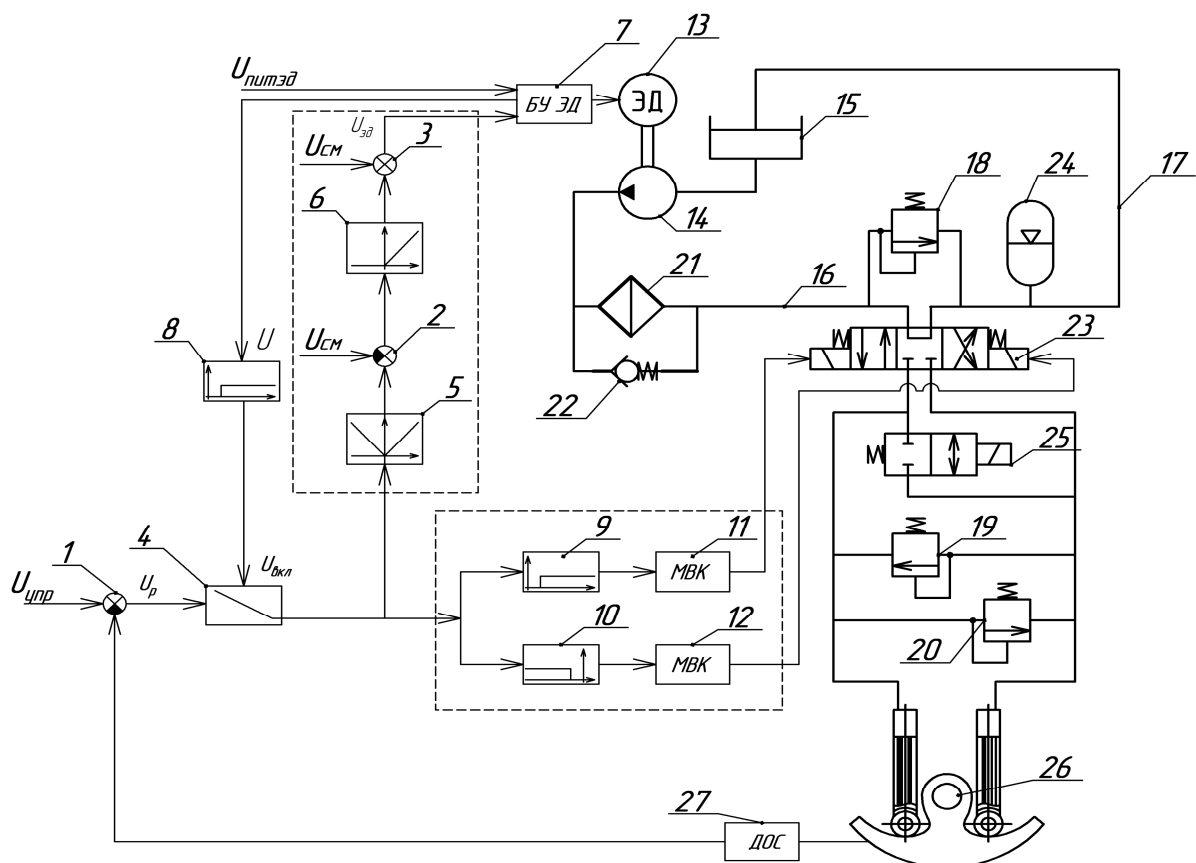


Рис. 2. Функциональная схема АММ

В состав функциональной схемы входят сумматоры 1, 2 и 3, реле включения цепи управления 4, двухполупериодный выпрямитель 5, однополупериодный выпрямитель 6, блок управления электродвигателем 7, компараторы 8, 9 и 10, мощные выходные каскады 11 и 12, бесколлекторный электродвигатель постоянного тока (ЭД) 13, выходной вал которого соединен с ротором нерегулируемого нереверсивного насоса 14, гидравлический бак 15, напорную гидравлическую магистраль 16, сливную гидравлическую магистраль 17, предохранительные клапаны 18, 19, 20 гидравлический фильтр 21, обратный клапан 22, четырехлинейный трехпозиционный электрогидравлический распределитель (ЭГР) с пружинным центрированием 23, гидравлический компенсатор 24, клапан кольцевания 25, эвольвентный исполнительный механизм 26, датчик обратной связи 27.

Управление осуществляется по двум цепям: цепь управления электрогидравлическим распределителем выделяет знак скорости перемещения выходного вала исполнительного механизма, цепь управления электродвигателем определяет ее величину.

В пусковом режиме в схеме АММ реле 4 исключает работу АММ до момента разгона электродвигателя 13 до минимальных оборотов, гарантирующих надежную работу электродвигателя 13 и насоса 14. Кроме того в схеме АММ обеспечивается поддержание этих оборотов при работе в нулевом положении, при котором напорная гидравлическая магистраль 16 соединена со сливной гидравлической магистралью 17. Такое техническое

решение обеспечивает надежную работу АММ и минимальные энергетические потери.

В диссертационной работе приводится порядок выбора основных устройств, входящих в функциональную схему АММ.

Таким образом, установлены закономерностей функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

Третья глава посвящена разработке математической модели АММ (Рис.3), которая позволяет моделировать различные режимы работы АММ с учетом изменения параметров внешней среды и конструкции АММ. Она учитывает соотношение объемов нерастворенного воздуха и жидкости, диаметр и длину трубопроводов, местные потери, потери напора в трубах, потери на золотнике, упругость шины. Разработанная математическая модель является научным инструментом, представляющим собой основу для методики проектирования АММ. Основные уравнения, входящие в математическую модель:

$$P_{TPB1} = \sum_0^{\infty} (Q_1 - Q_{TPB1}) \cdot \frac{E}{\left(1 + \frac{V_B}{V_{\text{ж}}} \cdot \frac{E}{P_{TPB1}}\right)} \cdot \frac{1,274}{l_{TPB} \cdot d_{TPB}^2}$$

$$Q_{TPB1} = \sqrt{\frac{|P_{TPB1} - P_1| \cdot (0,785 \cdot d_{TPB}^2)^2 \cdot A_{Kл}^2}{A_{Kл}^2 \cdot \left(0,51 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Sigma \xi_{TBP} + 1,2 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{l_{TPB}}{d_{TPB}} \cdot \gamma\right) + 10^{-6} \cdot (0,785 \cdot d_{TPB}^2)^2}} \cdot \text{sign}(P_{TPB1} - P_1)$$

$$Q_{TPB2} = \sqrt{\frac{|P_{TPB2} - P_2| \cdot (0,785 \cdot d_{TPB}^2)^2 \cdot A_{Kл}^2}{A_{Kл}^2 \cdot \left(0,51 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot \Sigma \xi_{TBP} + 1,2 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{l_{TPB}}{d_{TPB}} \cdot \gamma\right) + 10^{-6} \cdot (0,785 \cdot d_{TPB}^2)^2}} \cdot \text{sign}(P_{TPB2} - P_2)$$

$$P_1 = \sum_0^{\infty} (Q_{TPB1} - A \cdot \dot{\varphi}_{CT} \cdot R_{HO}) \cdot \frac{E}{(V_{01} + A \cdot \varphi_{CT} \cdot R_{HO}) \cdot \left(1 + \frac{V_B}{V_{\text{ж}}} \cdot \frac{E}{P_1}\right)}$$

$$P_2 = \sum_0^{\infty} (Q_{TPB2} + A \cdot \dot{\varphi}_{CT} \cdot R_{HO}) \cdot \frac{E}{(V_{02} - A \cdot \varphi_{CT} \cdot R_{HO}) \cdot \left(1 + \frac{V_B}{V_{\text{ж}}} \cdot \frac{E}{P_2}\right)}$$

$$F_{ГЦ1} \cdot R_{HO} \cdot k_{np} - F_{ГЦ2} \cdot R_{HO} \cdot k_{np} - M_{\text{ш}} - K_{\text{Дкин}} \cdot \dot{\varphi}_{CT} - M_{\text{TP_кин}} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_{CT}) = J_{\text{кин}} \ddot{\varphi}_{CT}$$

$$(\varphi_{CT} - \varphi_K) \cdot C_{\text{ш}} - K_{\text{Дш}} \cdot \dot{\varphi}_K - M_{\text{TPш}} \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_K) = J_{\text{ш}} \cdot \ddot{\varphi}_K$$

$$\varphi_K = \int_0^{\infty} \dot{\varphi}_K dt, \quad \varphi_{CT} = \int_0^{\infty} \dot{\varphi}_{CT} dt$$

$$Q_H = n_{\text{эд}} \cdot q_H - P_{\text{наг_н}} \cdot k_{\text{ут}}, \text{ где}$$

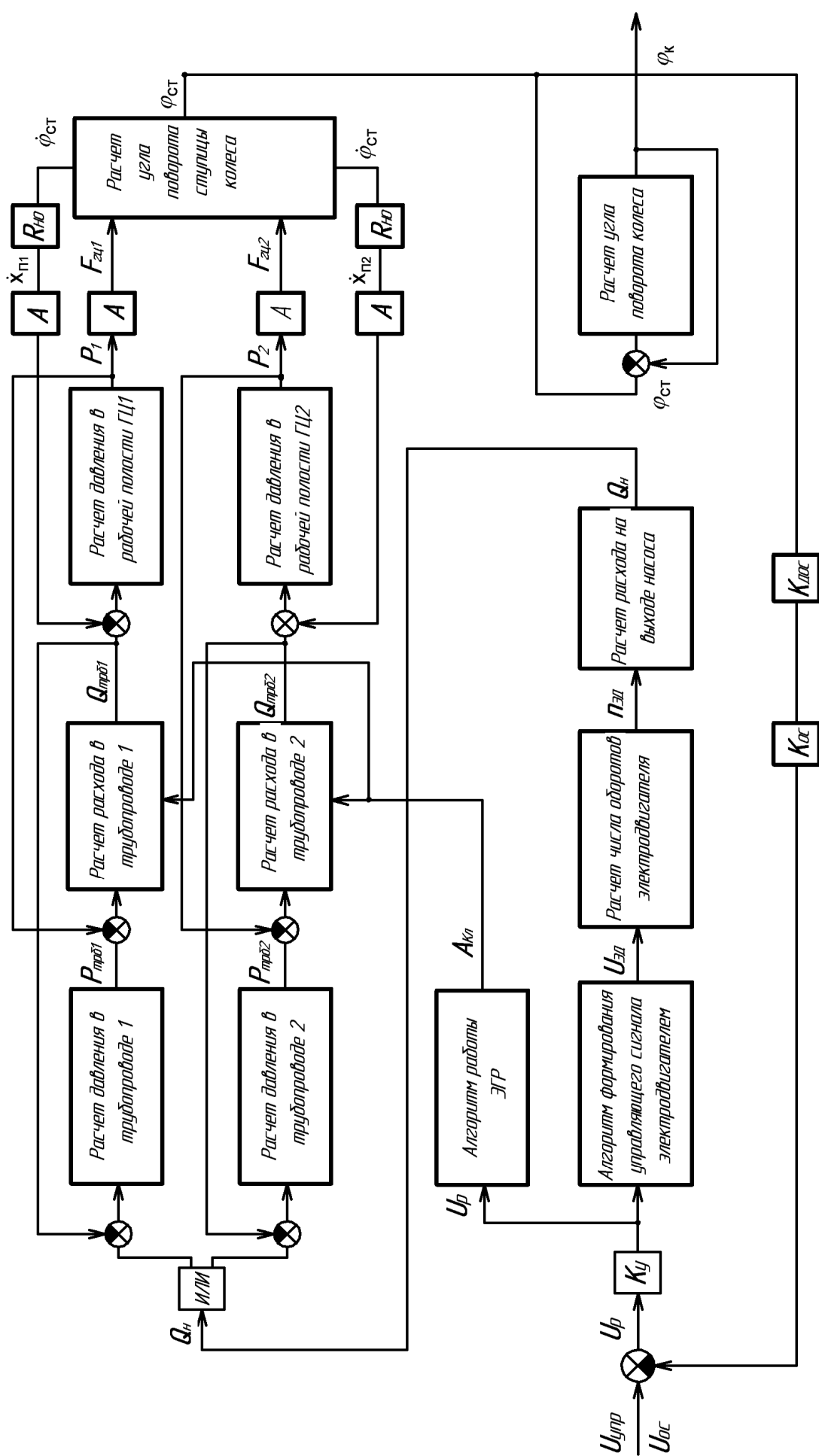


Рис. 3. Схема обобщенной математической модели АММ

Q_n – расход насоса; $n_{эд}$ – частота вращения вала электродвигателя; q_n – удельный расход насоса; $P_{наг_н}$ – давление в линии нагнетания насоса; $k_{ут}$ – коэффициент, учитывающий утечки рабочей жидкости; $P_{ТРБ1}$, $P_{ТРБ2}$ – давления в трубопроводе 1, 2; Q_1, Q_2 – расходы, поступающие в трубопроводы 1, 2; $Q_{ТРБ1}$, $Q_{ТРБ2}$ – расходы в трубопроводе 1 и 2; $V_B/V_{жс}$ – соотношение объемов нерастворенного воздуха и жидкости; E – модуль упругости жидкости; $V_{ТРБ1}$ – текущий объем в трубопроводе 1; $l_{ТРБ}$ – длина трубопровода; $d_{ТРБ}$ – диаметр трубопровода; P_1 , P_2 – давление в рабочей полости гидроцилиндров 1, 2; γ – удельный вес жидкости; $\Sigma \xi_{ТРБ}$ – относительный коэффициент местного сопротивления; $A_{кл}$ – площадь, эквивалентная по гидравлическому сопротивлению зазорам золотниковой пары ЭГР; A – площадь поршня гидроцилиндра; $R_{НО}$ – радиус начальной окружности эвольвенты; $\varphi_{СТ}$ – угол поворота ступицы; V_{01}, V_{02} – начальный объем рабочей полости гидроцилиндров 1 и 2; $F_{ГЦ1}$, $F_{ГЦ2}$ – усилие на штоках гидроцилиндров 1 и 2; $k_{пр}$ – коэффициент перевода размерности; $M_{ш}$ – момент сопротивления шины колеса; $K_{Дкин}$ – коэффициент демпфирования звена «поршни ГЦ-ступица колеса», приведенный к углу поворота ступицы; $J_{кин}$ – момент инерции звена «поршни ГЦ-ступица колеса» приведенный к углу поворота ступицы; $M_{ТР_кин}$ – момент трения звена «поршни ГЦ-ступица колеса», приведенный к углу поворота ступицы; $C_{ш}$ – боковая жесткость шины; $K_{Дш}$ – коэффициент демпфирования шины колеса; φ_K – угол поворота колеса; $J_{ш}$ – момент инерции шины колеса; $M_{Трш}$ – момент трения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Обозначения, принятые на Рис. 3, расшифровываются следующим образом: $U_{упр}$ – управляющий сигнал; $U_{ос}$ – сигнал обратной связи; U_p – сигнал рассогласования; K_y – коэффициент передачи прямой цепи; $U_{эд}$ – сигнал управления электродвигателем.

В связи с тем, что математическая модель АММ включает в себя нелинейные элементы, описывается нелинейными уравнениями, то расчет разомкнутой ЛАФХ осуществляется методом математического моделирования. Для этого в математической модели заложена возможность перебора всех возможных сочетаний параметров системы, построение входных и выходных синусоидальных сигналов на различных частотах, обработка результатов путем образования эквивалентных синусов, получение разомкнутых ЛАФЧХ. В результате, на экране выводится диапазон разомкнутых ЛАФЧХ (Рис.4). Из полученного диапазона определен ЛАФЧХ с наихудшими запасами по амплитуде и по фазе, выполнена коррекция, путем выбора требуемого коэффициента усиления в системе. Результаты математического моделирования показали, что требования к системе по ошибке, запаздыванию и перерегулированию выполняются для ЛАФЧХ с наилучшими и с наихудшими запасами по амплитуде и фазе.

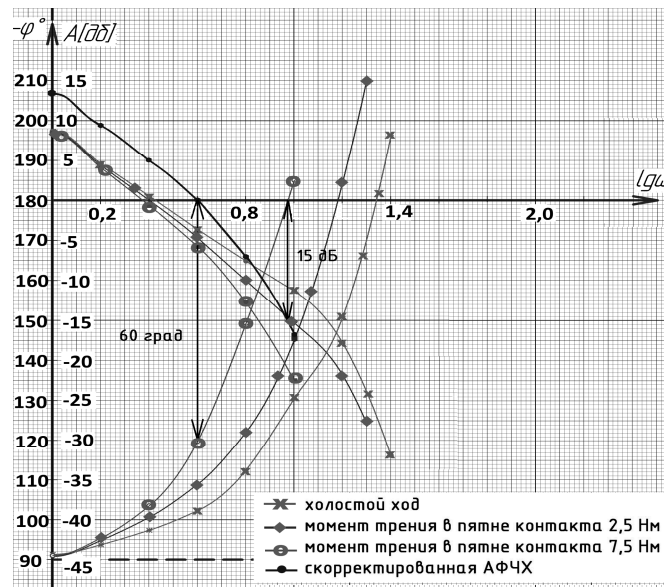


Рис. 4. Диапазон разомкнутых ЛАФЧХ системы

К основным типам тестовых автомобильных задач относят: испытания «рывок руля» и испытания «перекладка руля». Они являются обязательными и наиболее информативными при оценке работоспособности рулевого привода и регламентируются правилами ЕЭК ООН №79. Результаты моделирования «рывок руля» (скачок управляющего сигнала) при различных величинах трения в пятне контакта с опорной поверхностью представлены на Рис. 5.

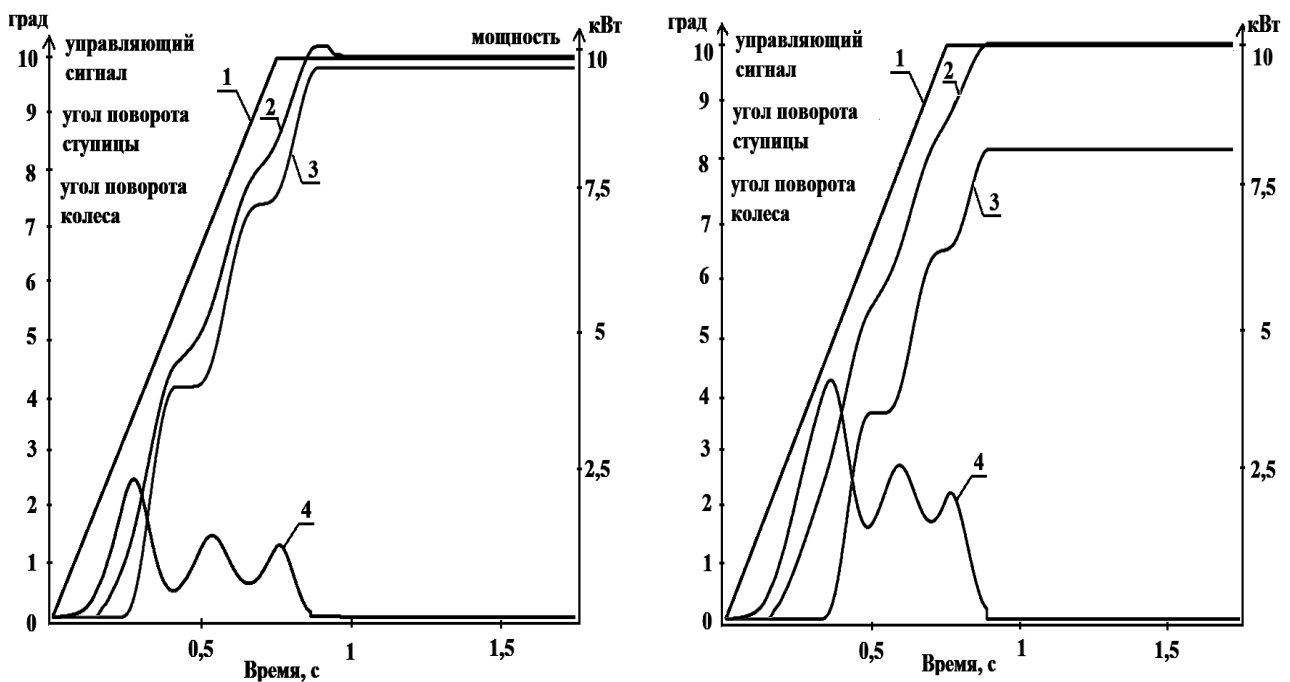


Рис. 5. Реакция системы на «рывок руля»

а) нагрузка в пятне контакта колеса 2,5 кНм б) нагрузка в пятне контакта колеса 7,5 кНм: 1- управляющий сигнал (рывок руля), 2- угол поворота ступицы, 3- угол поворота колеса, 4- потребляемая гидравлическая мощность

Анализ результатов математического моделирования показал, что требования к системе: по величине ошибки по угловому перемещению колеса относительно управляющей команды на входе системы (не более 2 град); по величине перерегулирования по углу поворота ступицы колеса (не более 0,3 град); по величине запаздывания поворота ступицы колеса относительно управляющей команды на входе системы (не более 0,2 сек) – удовлетворяют требованиям к системе и выполняются для максимальной и минимальной нагрузок в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Кроме того, имеет место прямая зависимость мощности на валу электродвигателя от нагрузки, что является одним из основных преимуществ объемного регулирования, реализованного в АММ. На основании проведенных исследований и результатов математического моделирования разработана методика проектирования АММ, основные шаги которой приведены ниже:

1. Проанализировать исходные данные для проектирования и требования по запаздыванию, ошибке и другим параметрам, предъявляемые к АММ.

2. Выбрать основные гидравлические устройства, входящие в состав колесного АММ.

3. С помощью математического моделирования построить диапазон разомкнутых ЛАФЧХ системы (в нелинейной математической модели заложена возможность перебора всех возможных сочетаний параметров системы, построение входных и выходных синусоидальных сигналов на различных частотах, обработка результатов путем образования эквивалентных по площади синусов, получение разомкнутых ЛАФЧХ).

4. Из полученного диапазона выбирать ЛАФЧХ с наихудшими запасами по амплитуде и по фазе и произвести коррекцию путем подбора требуемого коэффициента передачи прямой цепи.

Впервые разработана методика проектирования АММ, которая является универсальным инструментом для создания АММ для других типов многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности.

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований АММ для подтверждения правильности принципов построения структуры разработанного АММ, математической модели АММ и правомочности использования разработанной методики проектирования АММ.

С этой целью смонтирован стенд АММ (Рис. 6) в испытательной лаборатории Научно-производственного центра «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана и разработана методика проведения испытаний АММ. В состав испытательного стенда АММ входят: ЭД – электродвигатель 5ДВМ115А65Т3; Н – насос гидравлический GP1-0027ППА – гидропневматический аккумулятор Г-209 76-5505-370 (1,15л); ДД – датчик давления КУРАНТ-ДИ25 (4...20мА, 250Bar); ЭГР – электрогидравлический распределитель 1РЕ6.44В22ОН; ГЦ 1, ГЦ2 – гидроцилиндры; БУ ЭД – блок управления электродвигателем; ЭЧ СУ ПК – электронная часть системы управления поворотом колеса; ДОС – датчик обратной связи (угла поворота колеса); АЦП – преобразователь напряжения измерительный Е14-440; БП ДД –

блок питания датчика давления НУ3005 (~220В/24В); Генератор – SFG-2004, генератор входных управляющих сигналов; Колесо 1500х600х635 модель ВИ-203; Осциллограф электронный DS-1080С; ЭВМ – ноутбук Acer Atheros AR5ВХВ63, для записи исследуемых процессов.



Рис. 6. Испытательный стенд АММ

Результаты стендовых испытаний «перекладка руля» (меандр управляющего сигнала) представлены на Рис. 7,а, результаты математического моделирования «перекладка руля» - на Рис. 7,б.

В связи с тем, что на стенде работу исполнительного механизма имитируют два электрогидравлических цилиндра, соединенных системой рычагов и тяг, проводился не только количественный, но и качественный анализ результатов математического моделирования. При ограниченных углах поворота сохранялась максимальная скорость поворота колеса АММ. Максимальный момент в пятне трения колеса с опорной поверхностью ограничивается прочностью стенда.

Анализ графиков показал, что статический коэффициент передачи системы управления АММ совпадает с расчётным, угловая скорость поворота ступицы колеса соответствует заданной. А так же, что характер графиков полученных при проведении испытаний на стенде лабораторного макета АММ, совпадает с характером графиков, полученных при математическом моделировании (Рис.7,а, Рис.7,б). Сходимость результатов математического моделирования и эксперимента по усилиям на штоках гидравлических цилиндров составляет 15%.

Результаты стендовых испытаний и результатов математического моделирования при подаче синусоидального сигнала на вход системы представлены на Рис. 7,в. Из рисунка видно, что сходимость результатов составляет 12%.

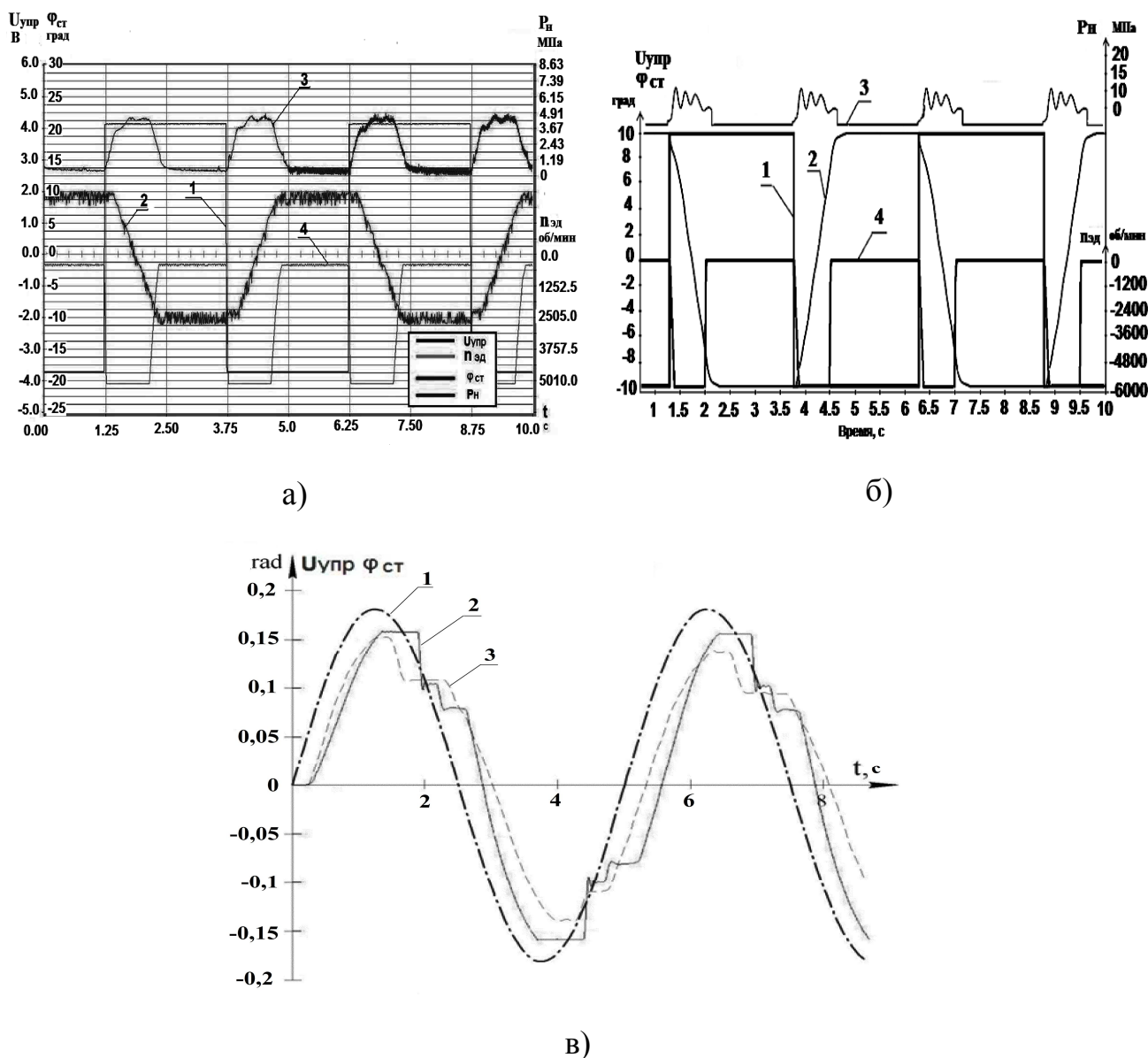


Рис. 7. Реакция системы на «перекладку руля»

- а) стендовые испытания при нагрузке в пятне контакта колеса 2,46 кНм;
 б) результаты математического моделирования при нагрузке в пятне контакта колеса 2,5 кНм: 1 – управляющий сигнал на входе системы, 2 – угол поворота ступицы колеса, 3 – давления на выходе насоса, 4 – скорость вращения вала электродвигателя;
 в) сходимость результатов стендового и математического моделирования при подаче на вход синусоидального входного сигнала:
 1 – входной сигнал; 2 – результаты моделирования; 3 – эксперимент

Основные выводы. В процессе выполнения теоретических и экспериментальных исследований автором диссертационной работы получены следующие основные научно-технические результаты:

1. Установлены закономерности функционирования и основные принципы построения АММ системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъёмности.

2. Разработана функциональная схема АММ, позволяющая выявить закономерности функционирования и основные принципы построения системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности, новизна которой подтверждена Российским и Евразийским патентами.
3. Разработана математическая модель АММ, которая позволяет моделировать различные режимы работы АММ с учетом изменения параметров внешней среды и конструкции. Математическая модель имеет широкий диапазон применения. В состав модели входит подробное математическое описание электрических, электрогидравлических, гидравлических и механических устройств и узлов, поэтому модель может быть адаптирована для использования при проектировании АММ для различных типов колесных машин и в других отраслях промышленности, например, в металлургии для проектировки ковша для разлива расплавленного металла, в нефтяной и газовой промышленности для проектирования шаровых кранов газовых и нефтяных магистралей, в судостроении и авиастроении для поворота лопасти винта.
4. Математическое моделирование показало, прямую зависимость потребляемой мощности на валу электродвигателя от нагрузки, что является одним из основных преимуществ объёмного регулирования, реализованного в АММ и позволяющего увеличить КПД системы рулевого управления многоосных транспортных средств.
4. Впервые разработана методика проектирования АММ, предназначенного для работы в системе рулевого управления многоосного транспортного средства особо большой грузоподъемности, которая является универсальным инструментом, позволяющим проектировать АММ для многоосных транспортных средств.
5. Достоверность разработанной математической модели и методики проектирования АММ подтверждается стендовыми исследованиями.
6. Направлением дальнейших исследований является выявление закономерностей функционирования и основных принципов построения системы рулевого управления многоосных транспортных средств особо большой грузоподъемности включающих в себя несколько АММ.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Автономный электрогидравлический следящий привод: патент № 025404 Евр. / Б.Н. Белоусов, С.В. Наумов, А.С. Климачкова; заявл.10.01.2014; опубл.30.12.2016. (0,44 п.л./ 0,17 п.л.)
2. Автономный электрогидравлический следящий привод: патент № 2529965 РФ / Б.Н. Белоусов, С.В. Наумов, А.С. Климачкова; заявл.17.04.2013; опубл.11.08.2014. Бюлл. №28. (0,46 п.л./ 0,18 п.л.)
3. Белоусов Б. Н., Климачкова А.С. Проектирование и моделирование привода рулевого управления как ключевого элемента мехатронного опорно-ходового модуля // Мехатроника автоматизация управление. 2015. Т.16, №7. С.484-491. (1 п.л./ 0,5 п.л.)

4. Климачкова А.С. Экспериментальные исследования электрогидравлического привода поворота колес с объемным регулированием // Сборник научных трудов: Актуальные вопросы машиноведения, VI Белорусский конгресс по теоретической и прикладной механике. Минск. 2013. №2. С.88-91. (0,8 п.л./ 0,6 п.л.)
5. Следящая система управления параметрами поддрессоривания колеса в модуле движителя автомобиля / А.С. Климачкова [и др.] // Автомобильная промышленность. 2016. № 4. С. 16-23. (1 п.л./ 0,25 п.л.)
6. Климачкова А.С. Мехатронный опорно-ходовой модуль колесного транспортного средства и мобильного робота // Будущее машиностроения России: Седьмая всероссийская конференция молодых ученых и специалистов, сборник трудов. 2014. С.353-355. (0,4 п.л./ 0,4 п.л.)
7. Белоусов Б. Н., Климачкова А.С. Транспортная мехатроника — будущее автомобиля // Мехатроника автоматизация управление. 2015. Т.16, №1. С.38-43. (0,8 п.л./ 0,4 п.л.)
8. Климачкова А.С., Никулин Э.Е. Математическая модель пропорционального гидравлического распределителя золотникового типа с учетом перекрытия золотниковой пары // Молодежный научно-технический вестник: электронный журнал. 2017. №1. Режим доступа URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/853892.html> (дата обращения 07.02.2018) (0,9 п.л./ 0,4 п.л.)
9. Разработка РКД следящих систем колесного модуля семейства высококомобильных модульных платформ: Отчет по теме «Разработка РКД следящих систем колесного модуля семейства высококомобильных модульных платформ», Книга I. / МГТУ. Руководитель темы С.В. Наумов. Исполнители А.С. Климачкова [и др.] Инв. №554. М., 2012. 115с. (7 п.л./ 1,5 п.л.)
10. Отчет по теме: «Разработка, изготовление и лабораторные испытания макетного образца системы управления поворотом колеса с автономным источником питания» / МГТУ. Руководитель темы С.В. Наумов, Исполнители А.С. Климачкова [и др.] инв. № 565. М., 2012г. 56с. (3,5 п.л./ 0,5 п.л.)
11. ОКР «Автоэлектроника» по программе Союзного государства: Отчет по теме: «Разработка электромеханических и мехатронных компонентов системы всеколесного рулевого управления и системы регулируемого поддрессоривания колёс, систем комплексного управления мехатронным опорно-ходовым модулем колесных машин с вариантом нагрузки на колесо 4,0 - 7,5 тс» / НПЦ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Руководитель темы Б.Н. Белоусов, Исполнители А.С. Климачкова [и др.] инв. № 705. М., 2016г. 105с. (6,5 п.л./ 0,8 п.л.)
12. Algorithmic Maintenance of a Complex of Mechatronic Modules and Running Gear of an Automobile / A. Klimachkova [and others] // Society of Automotive Engineers Technical Paper. 2015. doi:10.4271/2015-01-2761. Режим доступа URL: <http://papers.sae.org/2015-01-2761/> (дата обращения 07.02.2018) (2 п.л./ 0,44 п.л.)
13. Intelligent Transport Systems: Revolutionary Threats and Evolutionary Solutions/ A. Klimachkova [and others] // Society of Automotive Engineers Technical Paper. 2016. doi:10.4271/2016-01-0157. Режим доступа к журналу URL: <http://papers.sae.org/2016-01-0157> (дата обращения 07.02.2018) (2,2 п.л./ 0,3 п.л.)