

На правах рукописи

Тараторкин Игорь Александрович



**РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ
СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ПОВЫШЕНИЯ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Курган 2009

7

Официальные оппоненты:

Наказной О.А.

Васильченко В.Ф.

Филькин Н.М.

Ведущая организация: ОАО «Всероссийский научно-исследовательский

ИНСТИ

Y1882700

(ОАО «ВНИИТРАНСМАШ»)

Тараторкин И.А.

Разработка расчетных и экспериментальных методов

14 июня 2009 г. в 14³⁰ на заседании

нагруженности и повышени...

Московском государственном техни-

Y 1882700

Москва, 2-ая Бауман-

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

ба выслать по указанно-

[illegible]

ОСКОВСКОГО ГО



1882700

Тараторкин И. А. Разработка

Гладов Т.И.

23

АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

Долговечность современных и перспективных трансмиссий транспортных машин во многом ограничивается высокой динамической нагруженностью, формируемой внешними и внутренними возмущениями. Неравномерность нагрузок вызывает изгибные и крутильные колебания, которые являются причиной до 80% отказов.

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии, так как принято считать, что введением гидротрансформатора – активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии, можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий.

Однако результаты проведенных экспериментальных исследований опытных конструкций свидетельствуют о высокой динамической нагруженности при переходных процессах трогания с места, переключения передач и при блокировке гидротрансформатора, а также на установившихся режимах движения транспортной машины, что ограничивает долговечность элементов трансмиссии. Это определяет необходимость проведения глубоких исследований, направленных на снижение динамической нагруженности.

Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление в течении ресурса машины, проблема повышения долговечности и снижения динамической нагруженности в трансмиссии транспортных машин является актуальной. В настоящее время действуют РТМ и ОСТы для прогнозирования долговечности трансмиссий транспортных машин, разработанные ВНИИТМ, которые базируются на экспериментальных данных для ранее спроектированных машин и не позволяют учесть потенциальные свойства проектируемых машин, особенности новых конструктивных решений, условия эксплуатации и др. Аналитические методы прогнозирования долговечности, основанные на трудах ученых и специалистов ВАБТВ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, БПИ, создавались для машин с низкой удельной мощностью при установившемся движении, для которых не высока вероятность движения на высоких скоростях. С повышением удельной мощности перспективных машин возрастает длительность движения при переходных процессах управления поступательной скоростью и направлением движения. Известные математические модели не позволяют в достаточной степени учитывать реальные особенности конструкции, условия и режимы управляемого движения машин, их взаимодействие с внешней средой, интенсивность изменения и особенности формирования законов управления, динамику системы управления движением и водителя как звена обратной связи системы.

Повышение удельной мощности при ограниченных объемно-габаритных и массовых параметрах, тенденция дальнейшего повышения скоростных качеств машин, установленные новые особенности характера взаимодействия машины с внешней средой, а также не исследованные ранее динамические явления в трансмиссиях лимитируют долговечность их элементов.

Содержание диссертационной работы базируются на результатах исследования динамики управляемого движения перспективных и модернизируемых транспортных машин, выполненных при непосредственном участии автора за последние годы при поддержке грантами Президиума РАН, РФФИ, Минобразования и науки России.

М И Т У

ИМ. В. Э. БАУМАНА

БИБЛИОТЕКА

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ – повышение долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин путем снижения динамической нагруженности элементов расчетно-экспериментальными методами.

Указанная цель достигается решением следующих задач.

1. Разработкой расчетных методов снижения динамической нагруженности механической системы «двигатель – трансмиссия - транспортная машина», взаимодействующей с внешней средой при управляемом движении.

2. Разработкой метода снижения динамической нагруженности, повышения долговечности валов и металлокерамических дисков (МКД) фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии на резонансных режимах и бифуркациях.

3. Разработкой метода снижения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии путем адаптации программ оптимального управления переходными процессами на основе мониторинга и идентификации требуемых режимов движения и технического состояния.

4. Исследованием динамической нагруженности элементов трансмиссии при регулировании направления движения гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом.

5. Экспериментальным исследованием динамики механической системы «двигатель – трансмиссия - транспортная машина», взаимодействующей с внешней средой.

6. Обобщением результатов исследований, научным обоснованием путей снижения динамической нагруженности, повышения долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин и оценкой эффективности результатов исследований.

Решение этих задач позволяет дополнить существующие методы расчета и прогнозирования динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин и определяет пути обеспечения необходимой долговечности элементов.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

При построении математической модели управляемого движения машины использованы методы аналитической механики, дифференциального и интегрального исчисления, методы статистической динамики, корреляционного и спектрального анализа, теорий непрерывных марковских процессов и движения транспортных машин. Расчет параметров управляемого движения машин и динамической нагруженности на установившихся и переходных процессах осуществляется с помощью методов вычислительной математики. Аналитическое определение собственных частот металлокерамических дисков фрикционных элементов осуществлялось в соответствии с уравнениями волновой теории и математической физики, а численное - на основе моделирования напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов. Оценка адекватности результатов теоретического исследования, корректность основных допущений базируются на сопоставлении с результатами экспериментальных исследований – ходовых испытаний быстроходных гусеничных и колесных машин с использованием специально разработанного бортового комплекса информационно-измерительной аппаратуры. Действительные частоты металлокерамических дисков определялись в соответствии с разработанным экспресс-методом на созданной экспериментальной установке.

Обработка экспериментальных данных велась на основе теории вероятности, спектральных функций, прямого преобразования Фурье в программных пакетах Mathcad, MatLab, PowerGraph и Statistica.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА работы заключается в следующем:

1. Разработана математическая модель управляемого движения быстроходной гусеничной машины, в которой водитель осуществляет функцию упреждающего управления и звена обратной связи. Особенностью новой модели является возможность исследовать динамическую нагруженность трансмиссии, формируемую взаимодействием машины с внешней средой в характерных условиях движения (при регулировании поступательной скорости и направления движения).

2. Предложена математическая модель гидромеханической трансмиссии транспортной машины как существенно нелинейной, разветвленной системы переменной структуры, содержащей кольцевые элементы, на основе которой исследована динамическая нагруженность валов и фрикционных элементов гидромеханической трансмиссии на установившихся (на резонансных) режимах и бифуркациях.

3. Впервые изучены и научно обоснованы закономерности явления генерации колебаний гидротрансформатором, приводящих к резонансу металлокерамических дисков фрикционных элементов. Разработаны математические модели для определения собственных частот и форм колебаний МКД в зависимости от параметров конструкции и физико-механических свойств, решения обратной задачи исключения резонансных режимов.

4. Обоснованы и разработаны новые законы и закономерности и метод адаптации основной программы управления переходными процессами гидромеханической трансмиссии транспортной машины на основе мониторинга, идентификации требуемых режимов движения и технического состояния элементов, обеспечивающие минимум работы буксования фрикционных элементов при ограниченной динамической нагруженности.

5. Установлены закономерности отклонения параметров траектории при регулировании направления движения от заданных в зависимости от условий движения, динамических свойств нелинейной системы управления поворотом и ограничений психофизиологических свойств водителя. Новые закономерности позволяют более точно (до шести раз) прогнозировать параметры динамической нагруженности и определять пути исключения автоколебательных процессов в системе управления поворотом.

6. На основе обобщения результатов теоретических и экспериментальных исследований научно обоснованы направления совершенствования существующих методов прогнозирования динамической нагруженности на ранних этапах проектирования, путей ее снижения и, соответственно, повышения долговечности трансмиссий транспортных машин.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ

Совершенствование существующих методов прогнозирования динамической нагруженности, базирующееся на результатах выполненных исследований, позволяет на стадии проектирования уменьшить динамическую нагруженность элементов гидромеханических трансмиссий, тем самым обеспечить требуемую долговечность, а за счет сокращения доводочных работ ускорить процесс создания новых конструкций трансмиссий, снизить затраты на их разработку.

С использованием разработанного пакета компьютерных программ представляется возможным прогнозировать условия возникновения резонансных режимов в

существенно нелинейных до- и послетрансформаторных зонах, фрикционных элементов, решать обратную задачу по выводу резонансных режимов за пределы рабочего диапазона. Имитационным моделированием установлены особенности поведения существенно нелинейной системы в окрестностях бифуркационных границ, их влияние на вибронгруженность трансмиссии.

На основе установленных закономерностей динамики управляемого движения представляется возможным уменьшить зависимость динамических свойств от нелинейностей системы управления. Синтезированная программа управления поворотом быстросходной гусеничной машины позволяет существенно сократить динамическую нагруженность трансмиссии, сократить интенсивность управляющей деятельности водителя и уровень требований к его квалификации.

Использование разработанного мобильного измерительно-регистрирующего комплекса позволило выполнить экспериментальные исследования динамики гидромеханической трансмиссии в реальных условиях управляемого движения транспортных машин, получить новые экспериментальные данные о динамической нагруженности в системе «двигатель – трансмиссия – транспортная машина» при различных режимах движения в не исследованном ранее диапазоне частот.

Использование предложенных алгоритмов решения обратной задачи позволило синтезировать конструкции гасителей колебаний, уменьшить амплитуду динамического момента в гидромеханической трансмиссии в 5...6 раз и вывести резонансный режим за пределы рабочего диапазона частот вращения двигателя, а при переходных процессах управления поступательной скоростью и направления движения – в 2...3 раза.

НА ЗАЩИТУ ВЫНОСЯТСЯ:

- Усовершенствованные методы снижения динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин как существенно нелинейных разветвленных систем переменной структуры, содержащих кольцевые структуры при переходных процессах и на установившихся режимах, в том числе во фрикционных элементах системы управления.

- Математические модели управляемого движения машины, взаимодействующей с внешней средой и системы «двигатель – трансмиссия – транспортная машина».

- Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики управляемого движения и динамической нагруженности трансмиссии при переходных процессах и на установившихся режимах.

- Методы адаптации программ управления поступательной скоростью и направлением движением, основанные на мониторинге и идентификации технического состояния и требуемых режимов движения машины.

- Метод синтеза и конструирования динамических гасителей колебаний элементов трансмиссии и совершенствование метода проектирования металлокерамических дисков фрикционных элементов.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ

Теоретические и экспериментальные исследования отражены в 12 отчетах о НИР, переданных ОАО «СКБМ» и управлению конструкторских работ ОАО «Автодизель», ООО «КАТЕ», ООО «КЗКТ». Полученные результаты приняты за основу при разработке технического задания на проектирования автоматизированной системы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии ОАО «Электромашина», г. Челябинск. Результаты работы использованы при доводке

трансмиссий серийно выпускаемых изделий производства ОАО «Курганмашзавод» ТМ-120, МЛ-107 и опытного изделия ТМ-130, опытных трансмиссий для автомобиля КАМАЗ-43106 (6×6), при выполнении ОКР по теме «Естественница», «Курганец», «Жигули», «Садовница», «Каркас» и др., а также в учебном процессе при подготовке студентов специальности 190202 в Курганском государственном университете. Новые результаты исследований переданы и используются при выполнении НИР и ОКР в ГСКБ «ЧТЗ», НАТИ и ЮУрГУ.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ

Основные положения и материалы работы докладывались и обсуждались на 26 научно-технических конференциях и симпозиумах, в том числе: на I – IV Международных технологических конгрессах «Военная техника, вооружение и технологии двойного применения в XXI веке» – Омск, 2002, 2004, 2005, 2008 гг.; на научно-техническом семинаре по колесным и гусеничным машинам высокой проходимости МАДИ (ГТУ) – Москва, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009 гг.; на научно-технических юбилейных конференциях и семинарах «Проектирование машин» – Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 2006, 2007, 2008 гг.; на 49-й Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» – Москва, МАМИ, 2005 г.; на научно-технических конференциях и семинарах ЮУрГУ, г. Челябинск, 2003-2008 гг.; на III Российской научно-технической конференции «Разрушение, контроль и диагностика материалов и конструкций» – г. Екатеринбург, ИФМ УрО РАН – 2007г., на технических совещаниях управления конструкторских работ ОАО «Автодизель», г. Ярославль, ОАО «СКБМ», г. Курган.

В полном объеме диссертационная работа обсуждалась на научных семинарах кафедр гусеничных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Курганского и Южно-Уральского государственных университетов и на заседании Ученого совета ИМАШ УрО РАН.

ПУБЛИКАЦИИ

Все основные положения диссертации отражены в 51 печатной работе, в том числе в 12 работах в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, а также в 12 отчетах о НИР, переданных ОАО «СКБМ», в отчетах за 2005, 2006, 2007 годы по гранту РФФИ № 05-08-33413-а по теме «Динамика системы «транспортная машина – человек – внешняя среда» и синтез интеллектуальных систем управления», отчете по гранту РФФИ «Урал-2001» № 01-01-96464 по теме: «Исследование механики процессов управляемого движения транспортных машин и синтез оптимального управления».

СТРУКТУРА И ОБЪЕМ РАБОТЫ

Диссертация состоит из введения, семи разделов основного текста, выводов, списка использованных источников и приложений. Содержание работы изложено на 302 страницах текста, включающих 102 рисунка, 11 таблиц, список использованных источников из 224 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы. Дана краткая характеристика состояния проблемы, поставлена цель и задачи исследования, сформулированы научная новизна и практическая ценность результатов, приведены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первом разделе (Характеристика проблемы и задачи исследования) приводятся основные тенденции развития трансмиссий транспортных машин, их кинематические схемы, характерные повреждения деталей, возникающие в эксплуатации, ана-

лиз результатов исследования по снижению динамической нагруженности. Вопросам прогнозирования нагруженности гусеничных машин посвящены работы Р.К. Вафина, которые основаны на трудах ВАБТВ (А.А. Благонравов, А.А. Дмитриев и др.) по оценке подвижности гусеничных машин при их взаимодействии с внешней средой, параметры которой заданы в виде случайных функций. Эти результаты являются основой отраслевых стандартов, разработанных во ВНИИТМ. Однако, в этих работах рассматривается установившееся движение, свойственное машинам с низкой удельной мощностью. В развитие этих работ В.А. Савочкин разработал основы статистической динамики транспортных машин, задавая значения параметров внешней среды корреляционными или спектральными функциями. На основе теории марковских процессов и уравнения Фокера-Плanka-Колмогорова им определены функции совместной плотности вероятностей скорости и ускорения. Это позволило решить ряд прикладных задач - цикличности переключения передач, включения механизма поворота и др. Однако движение машин рассматривается как неуправляемое, некорректируемое водителем. В связи с этим, полученные результаты требуют уточнения соответствующими экспериментальными данными, масштабно выполняемыми во ВНИИТМ (М.Г. Жучков, Г.С. Белоутов и др.). Большой вклад в развитие расчетно-экспериментальных методов прогнозирования динамической нагруженности внесли белорусские ученые Института надежности машин НАН и политехнического. В связи с тем, что экспериментальные данные, полученные для ранее изготовленных машин, не позволяют учесть потенциальные свойства проектируемых, условия их движения и др., задача исследования динамической нагруженности ГМТ транспортной машины, взаимодействующей с внешней средой при управляемом движении, требует своего решения.

Вопросам прогнозирования и снижения динамической нагруженности, предотвращения бифуркационных процессов, резонансных режимов валов и фрикционных элементов, конструирования гасителей крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных машин посвящены научные разработки Г.С. Белоутова, С.Е. Бурцева, Ф.Р. Геккера, П.П. Лукина, И.Н. Успенского, А.А. Полуныгина, В.А. Иванова, А.И. Гришкевича, которые являются базой выполняемых исследований. На основе анализа научных работ сделано заключение, что снижение динамической нагруженности с учетом реальных свойств (существенные нелинейности, разветвленность, переменность структуры, и др.) не представляется возможным из-за сложной взаимосвязи упруго-демпфирующих элементов. В работе обоснована необходимость проведения теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности при резонансных режимах и бифуркациях.

Вопросам снижения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии, рассматриваемого класса машин путем управления переходными процессами при интенсивно изменяющемся сопротивлении движению посвящены работы О.И. Гируцкого, В.П. Тарасика, О.И. Руктешель, Ю.К. Есеновского-Лашкова, А.И. Гришкевича, Г.О. Котнева, И.П. Ксеневича, Ю.И. Чередниченко и многих других специалистов БПИ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, НАМИ, НАТИ. Создаваемые автоматизированные системы управления поступательной скоростью без исследования динамики процессов не повышают эффективность функционирования машины и не обеспечивают приемлемый уровень динамической нагруженности. В связи с этим необходимо разработать алгоритмы управления переходными процессами, которые базируются на результатах исследования их динамики. Это позволит более точно обосновать основные задачи управления, функциональные ограничения, синтезировать основные программы управления – законы и алгоритмы их реализации исполнительными элемен-

тами системы, адаптацию программ управления и оценить эффективность автоматизации процессов.

Программа управления переключением передач ГМТ обычно синтезируется для определенных условий движения и номинального значения параметров конструкции системы. Однако в процессе эксплуатации существенно изменяются режимы функционирования и параметры конструкции, определяющие техническое состояние системы гидроуправления. Это приводит к задержке исполнения командных сигналов, отличию фактических режимов от расчетных и высокой динамической нагруженности ГМТ на переходных процессах. Вопросы выбора условий переключения передач в зависимости от требуемых режимов движения, обоснования временной характеристики управления серводвигателями фрикционов на основе мониторинга и идентификации технического состояния, т.е. адаптации программ управления, решаются в данной работе.

Вопросам динамики поворота быстроходных гусеничных машин, оценке управляемости и устойчивости движения посвящены научные работы А.А. Благоднарова, В.И. Красенькова, Е.Е. Александрова, Ф.А. Опейко, В.В. Гуськова, С.А. Бекетова и многих других ученых и специалистов. Базируясь на результатах этих работ, представляется возможным перейти к вопросам прогнозирования и снижения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии при регулировании кривизны траектории движения. В связи с интенсификацией рабочих процессов в перспективных машинах, применением принципиально новых конструктивных решений, получением новых экспериментальных данных, позволяющих углубить понимание физических процессов, необходимо совершенствовать математические модели и расчетные схемы движения машин. Критерий оценки управляемости и нагруженности путем учета дополнительных факторов, существенно определяющих функционирование, таких как нелинейность характеристики системы управления, фазовое отставание реакции, использование гидрообъемных передач механизма поворота с двумя каналами управления – механическим и электронным с пропорциональным регулированием. Последнее позволяет осуществлять регулирование кривизны траектории по сигналу обратной связи. Перечисленные вопросы являются предметом настоящего исследования.

Во втором разделе (Теоретическое исследование динамики управляемого движения и прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий при взаимодействии с внешней средой в характерных условиях движения) рассматривается общая структурная схема гусеничной машины как управляемого объекта и математическое описание структурных составляющих. Для прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии, формируемой режимом движения машины, взаимодействующей с внешней средой, необходима соответствующая математическая модель системы «машина – водитель – внешняя среда», которая приводится ниже. Расчетная схема движения машины строится на основе обобщения известных работ и рассматривается в двух прямоугольных декартовых системах координат – подвижной и неподвижной. Начало неподвижной системы координат совмещено с началом центра масс в положении статического равновесия, а оси совпадают с осями симметрии машины. Плоско-параллельное движение машины рассматривается по пяти координатам: X , Y , вращение вокруг вертикальной оси ω , вращение ведущих колес ω_1, ω_2 , которые определяют положение машины на плоскости. Между производными этих координат существуют неинтегрируемые кинематические связи, т.к. скорость и скольжение гусениц не зависят от координат системы, а являются функциями сило-

вых взаимодействий гусениц с грунтом, что определяет неголономность системы. Число независимых координат уменьшается до трех, если неголономные связи гусениц с грунтом выразить через кинематические с учетом смещения полюсов вращения гусениц.

$$\begin{cases} \dot{V}_x = \delta_x \cdot g(f_x(V_x, \alpha_{пт}) - f_x) - V_y \dot{\psi}; \\ \dot{V}_y = V_x \dot{\psi} - \frac{\dot{\psi}}{m V_x} \sum_{i=1}^n C_{\alpha_i} I_i - \frac{\Theta_c \sum_{i=1}^n C_{\alpha_i}}{m}; \\ I_z \left(I + \frac{B(y_1 + y_2 + B) I_r}{2 r_{\text{вк}}^2 I_z} \right) \dot{\psi} = M_{\alpha}(\omega_x, \alpha_{пт}) - M_c - 0.5 B(R_1 + R_2), \end{cases} \quad (1)$$

где V_x, V_y – проекции скоростей на оси X, Y ; m – масса машины; J_z, J_r – моменты инерции машины вокруг вертикальной оси Z и гусеничного движителя; $r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса; M_c, M_{α} – моменты сопротивления и поворачивающий соответственно; R_1 и R_2 – силы сопротивления поступательному движению вдоль оси X ; y_1 и y_2 – поперечное смещение полюсов поворота отстающей и забегающей гусениц; f_d и f_c – удельные силы тяги и сопротивления, δ_x – коэффициент условного приращения массы; Θ_c – угол увода, $\Theta_c = V_y / V_x$.

При управляемом движении машина рассматривается не только как сплошное твердое тело, но и включающее динамические элементы окончания схемы, т.е. массы, податливости и демпфирующие свойства элементов трансмиссии, преобразующие и определяющие связь энергетических параметров двигателя с координатами, характеризующими поступательную скорость и направление движения. В этом случае третье уравнение системы (1) приводится к виду:

$$\omega_{\phi}(S) = L^{-1} \frac{r_{\text{вк}} K_{\omega} E_M \frac{I_r}{I} \alpha_{пт} (I + 0.78 \frac{\omega_N}{\omega_{q\phi}} \delta L \int_0^t \alpha_{пт} dt \text{Sign} \alpha_{пт})}{K_R B(I + k) U_{\text{БР}} U_{\text{МС}} a_i T_{\text{мех}} T_r (S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0) (I + T_q S)}, \quad (2)$$

где $A_0 \dots A_3, a_i$ – коэффициенты, определяемые параметрами конструкции машины; $T_r, T_{\text{мех}}$ – постоянные времени, учитывающие влияние на переходной процесс инерционных свойств и скольжения системы управления поворотом, а также запаздывания в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости, L, L^{-1} – символы прямого и обратного преобразования Лапласа соответственно.

В модель управляемого движения машины включена подсистема, описывающая действия водителя по управлению поступательной скоростью и траекторией (направлением) движения.

Моделирование траектории движения в неподвижной системе координат осуществляется введением уравнения перехода $[x_n]^T = B^T [x_n]^T$, где x_n, x_n – координаты вектора на оси в подвижной и неподвижной системах координат; $B_{\text{пер}}$ – матрица преобразований при переходе из подвижной системы координат в неподвижную, включает в себя тригонометрические функции углов Эйлера-Крылова, ориентирующие оси подвижной системы координат относительно осей неподвижной системы координат.

Отличие модели от известных заключается в рассмотрении правых частей дифференциальных уравнений, которые описывают управляющие воздействия водителя на управляемые координаты $(V(\alpha_{пт}, t), \omega(\alpha_{пт}, \alpha_{пт}, t))$ – т.е. моделируется

управляемое движение машины). Модель существенно дополнена новыми результатами теоретических и экспериментальных исследований управляемого движения. Модель позволяет учесть динамические качества машины, юз, буксование гусениц, существенные нелинейности характеристик взаимодействия гусениц с грунтом и системы управления поворотом, анизотропность годографа трения (несимметричность эллипса трения), водителя как звено обратной связи замкнутой системы и др.

Исследованием установлено, что процесс, характеризующий параметры нагруженности трансмиссии гусеничной машины во времени, в общем случае является случайным. Функцию плотности распределения вероятности и числовые характеристики параметров v , $\dot{v}$ и режимов нагружения можно определить на основе дифференциального уравнения Фокера-Планка-Колмогорова (ФПК), рассматривая движение как непрерывный марковский процесс при действии нескольких возмущений. Однако интегрирование уравнений ФПК (как аналитическое, так и численное) при высокой размерности системы в настоящее время практически невозможно. Аналитически решить уравнение ФПК удалось лишь для отдельных одномерных задач прогнозирования параметров нагруженности таких как цикличность переключения передач, включение системы управления поворотом при существенном уточнении решения экспериментальными данными. Эффективность включения в модель движения «водителя» как звена обратной связи заключается в повышении точности прогноза параметров динамической нагруженности. Например, действительное число включений механизма поворота гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с (в 6 и более раз превышает расчетное). В связи с этим прогнозирование динамической нагруженности базируется на имитационном моделировании и экспериментальном исследовании динамики управляемого движения.

Исследованием установлено, что силы и моменты на соединительных валах трансмиссии формируются не только сопротивлением грунта, но и динамикой гусеничного движителя и, в наибольшей степени, динамикой движения машины. При скорости движения 46 км/ч силы в 4...5 раз превышают расчетные и носят случайный характер. Динамическая нагруженность трансмиссии определяется по частотным характеристикам, рассматривая ее при движении с определенной скоростью как стационарный процесс. Анализ спектральной плотности процесса нагружения показывает, что в полосе частот от нуля до 100 Гц спектр колебаний имеет три ярко выраженных диапазона доминирующих частот 0.25...0.50; 1.5...2.5; 60...75 Гц.

Вид спектральной плотности процесса нагружения позволяет произвести соответствующую фильтрацию и разделить нагрузки в соединительных валах на компоненты и определить амплитудные значения. Анализ процессов движения, формирующих нагруженность соединительных валов при движении машины, показывает, что первая частота вызвана изменением продольно-углового ускорения; вторая, более высокая, - углового ускорения, вызванного уводом; а третья, самая высокая, является «траковой». Знание составляющих динамических нагрузок, формируемых взаимодействием машины с внешней средой, позволяет обеспечить требуемый уровень долговечности. На основе математической модели представляется возможным определить реакцию машины (угловые скорости и ускорения) на двухпараметрическое управление ($\alpha_{шт}(t)$, $\alpha_{тп}(t)$), соответственно и динамическую нагрузку, фазовое отставание реакции. Дополнение модели экспериментальными данными позволяет обосновать пути снижения динамической нагруженности при переходных процессах управления поступательной скоростью (раздел 4) и при управлении угловой скоростью поворота (раздел 5).

В третьем разделе (Метод снижения динамической нагруженности ГМТ на установившихся режимах) приводится анализ условий возникновения резонансных режимов, бифуркационных процессов в до- и послетрансформаторной зонах, а также металлокерамических дисках фрикционных элементов.

Анализ статистики отказов трансмиссий опытных машин свидетельствует об ограниченной долговечности валов и фрикционных элементов. При этом наиболее часто происходит усталостное разрушение деталей до- и послетрансформаторной зон, что возможно вследствие резонансных режимов. Для прогнозирования динамической нагруженности, формируемой резонансными режимами, разработаны расчетные схемы и модели системы «двигатель – трансмиссия – машина» с учетом упругих, инерционных, демпфирующих свойств элементов и нелинейности характеристик. Расчетная схема рассматривается на примере 6-ступенчатой 3-степенной ГМТ с тремя планетарными рядами и пятью фрикционными элементами управления, которая по техническому уровню превосходит аналоги фирм – мировых лидеров «ZF» и «Allison».

Динамическая нагруженность трансмиссии на установившихся режимах определяется условием возникновения резонансов и зависит от частотных характеристик системы и форм колебаний элементов. Для линейных систем формы колебаний, их частоты определяются по матричным уравнениям упруго-инерционной однородной системы силового блока

$$J\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} = 0, \quad (2)$$

где J, c - матрицы, соответственно моментов инерции и жесткостей, φ - координатная матрица.

Решение определителя этого матричного уравнения $|H - \omega^2 J| = 0$ дает n значений квадратов частот собственных колебаний.

Особенностью модели является формализация переменности структуры разветвленной системы (в соответствии с работой Г.С. Белоутова) и свойств кольцевых структур, что позволяет учесть переменность инерционности зависимых масс и точно определять частоты колебания. Для реализации предлагаемого метода определение параметров инерционной матрицы J и матрицы коэффициентов жесткостей C осуществляется в соответствии с кинематической схемой силового блока и по твердотельным чертежам основных деталей, по динамической схеме.

Для минимизации возможной ошибки определения собственных частот разветвленной кольцевой динамической системы используется процедура ее численного решения с последующим определением значения частот на основе быстрого преобразования Фурье (БПФ). Достоинством подобного подхода является учет диссипативных сил и нелинейных свойств элементов трансмиссии. Его обоснованность подтверждена результатами исследования динамики трансмиссий ряда машин.

На основе использования предлагаемого метода выполнено численное моделирование. По его результатам определен спектр собственных частот разветвленной модели гидромеханической трансмиссии, построены соответствующие формы колебаний как для до- так и для послетрансформаторных зон. Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования позволил сделать заключение о том, что для рассматриваемого типа ГМТ на установившихся режимах движения наиболее проблемными представляются формы колебаний, возникающих в дотрансформаторной зоне на всех передачах при частоте вращения вала двигателя до 900 об/мин, а в послетрансформаторной зоне при движении на высших передачах. Наибольшую

опасность представляет «прямая» - V передача, когда приведенный момент инерции трансмиссии увеличивается во много раз, так как все ее инерционные массы вращаются как одно целое.

Для вывода резонансных режимов за пределы рабочего диапазона определены параметры упруго-диссипативной характеристики динамического гасителя. В соответствии с требуемой характеристикой отделом главного конструктора ОАО «ЯМЗ» разработана и изготовлена конструкция опытного гасителя с использованием проволоки и технологии навивки пружин шведской фирмы «Oteva» – мирового лидера-изготовителя пружин. Разработанный вариант гасителя обеспечивает вывод резонансного режима основной частоты за пределы рабочего диапазона и десятикратное повышение долговечности. Однако в процессе длительной эксплуатации машин установлена необходимость решения не только вопросов снижения динамической нагруженности, но и виброзащиты ГМТ, которая существенно влияет на долговечность элементов и уменьшает уровень комфортабельности машины. Исследованиями установлено, что возбуждение вибраций формируется бифуркационными процессами, свойственными существенно нелинейным системам. Анализ условий их возникновения показывает, что исключение высокочастотных колебаний может быть достигнуто созданием конструкции гасителей с линейными характеристиками. Установленным значениям требуемых параметров упруго-диссипативной характеристики (УДХ) соответствует эластичная муфта. Из полученных данных следует, что при такой конструкции исключаются не только резонансы на основной частоте, но и супергармонические колебания, т. е. существенно снижается вибронгруженность.

Динамическому нагружению подвержены фрикционные элементы системы управления ГМТ и в результате имеют ограниченный ресурс металлокерамические диски (МКД). В работе рассмотрен новый, неисследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков, который наблюдается в проектируемых ГМТ, серийно выпускаемых, а также в конструкциях мирового лидера фирмы «Allison». На основе металлографического анализа разрушенных дисков установлено, что трещины носят усталостный характер, выдвинута и подтверждена гипотеза об усталостном разрушении вследствие высокочастотных колебаний, генерируемых гидротрансформатором, не учитываемых ранее при проектировании.

Исследованием гидродинамических процессов, протекающих в межлопаточном пространстве рассматриваемого трансформатора ГТК XV-380 установлено, что в переходе насос-турбина при относительном проскальзывании колес ГТ (от 30...200 об/мин) происходит взаимодействие двух пар лопаток насосного и турбинного колес, при этом формируются высокочастотные импульсы, соответствующие частоте колебаний, фиксируемой в ходе экспериментальных исследований. При увеличении числа лопаток насосного колеса на единицу достигнуто дробление парных импульсов, что позволило повысить частоту возмущения почти в 2 раза при одновременном снижении его амплитуды. Таким образом, приведенный результат может быть использован при выборе числа лопаток колес в проектном расчете и разработке алгоритмов управления блокировкой ГТ.

Аналитически определить собственные частоты МКД из-за различия физикомеханических свойств материалов, представляет определенные трудности. В связи с этим аналитически определяется собственная частота стального кольца с приведенной погонной массой m_p . Влияние зубчатого венца и металлокерамических накладок определяется экспериментально.

Колебания кругового кольца в соответствии с волновой теорией независимо от методов, предлагаемых различными авторами (С.П.Тимошенко, Дж.П.Ден-Гартога, Н.Г.Сурьянинова, П.Пфейфера и др.), приводятся к системе гиперболических дифференциальных уравнений в частных производных, которые при рассмотрении колебаний изгиба в плоскости кольца, при исключении части координат, сводятся к дифференциальному уравнению шестого порядка, описывающему касательные перемещения x_2 сечения кольца:

$$\frac{\partial^6 x_2}{\partial \varphi^6} + 2 \frac{\partial^4 x_2}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{m_0 R^4}{EI} \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} - x_2 \right) = 0 . \quad (3)$$

Решение уравнения движения ищется в виде радиальных x_1 и касательных x_2 перемещений.

Согласно общим правилам решения дифференциальных уравнений, определено общее решение, включающее шесть постоянных, и подчиненное граничным условиям. Равенство нулю определителя системы, выражающей граничные условия, приводит к частотному уравнению.

Для замкнутого кольца граничные условия заменяются условиями периодичности. Собственные частоты диска определяются из решения дифференциального уравнения (3) в форме (4).

$$\omega = \frac{K(K^2 - 1)}{\sqrt{K^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{m_0 R^4}} , \quad (4)$$

где K – номер формы колебаний, $K=1 \dots N$, физический смысл параметра « K » – число целых волн укладывающихся во всю длину диска; E – приведенный модуль упругости; I – момент инерции сечения; m_0 – погонная масса диска; R – средний радиус кольца.

В зависимости от значения параметров K изменяется форма колебаний в плоскости кольца: $K = 1$ соответствует нулевая частота, так как при $K = 1$ формула (4) описывает смещение кольца как жесткого тела. При $K = 2$ диск принимает форму эллипса, при этом собственная частота составляет 703 Гц. При $K = 3$ диск принимает форму треугольника, а собственная частота составляет 1989 Гц (значения частот определены для диска с параметрами конструкции, соответствующими объекту экспериментального исследования).

Полученный результат подтвержден точным решением, путем численного моделирования методом конечных элементов (рис. 1).

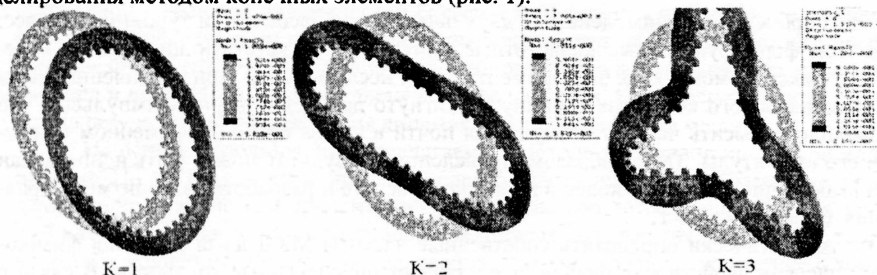


Рис. 1. Формы колебаний металлокерамического диска

В четвертом разделе (Прогнозирование и обоснование путей снижения динамической нагруженности трансмиссий при управлении поступательной скоростью) определяется динамическая нагруженность ГМТ при переходных процессах трогания

машины с места и переключения передач, обосновываются пути снижения динамической нагруженности на основе адаптивного оптимального управления переходными процессами.

Переходные процессы управления поступательной скоростью характеризуются высокой динамической нагруженностью трансмиссии, во многом определяемой качеством управления. Трогание машины с места в трудных условиях наиболее эффективно позволяет осуществить гидротрансформатор. Однако даже в конструктивно отработанных гидромеханических трансмиссиях не удастся ограничить динамическую нагрузку на деталях трансмиссии и особенно в механизме свободного хода реактора, перегрев рабочей жидкости, сокращающий срок ее работоспособности, дымность двигателя и буксование движителя, обеспечить плавность хода. В работе предложен метод снижения динамической нагруженности на основе решения задачи синтеза адаптивного управления процессом трогания с места.

Задача синтеза управления троганием формулируется следующим образом: найти вектор управления $u(t)$, компоненты которого: управления двигателем $\alpha_{пт}(t)$; давлением, расходом рабочей жидкости, ее газосодержанием в системе подпитки $\Gamma_T - P_{\Gamma T}(t)$; давлением воздуха, создаваемым турбонагнетателями двигателя $P_B(t)$; остановочным тормозом $\alpha_T(t)$ из допустимой области $D[u(t), u_{\min} \leq u \leq u_{\max}]$ при выполнении ограничений $h_{\min} \leq h(u) \leq h_{\max}$, обеспечивающий экстремум целевой функции – обобщенного критерия – работы буксования гидротрансформатора, которая определяется по интегралу вида

$$L_6 = \int_0^{t_6} M_T(\omega_T, t) \cdot (\omega_H(\alpha_{пт}, t) - \omega_T(t)) dt \rightarrow \quad (5)$$

где t_6 – длительность буксования; $M_T(t)$ – момент турбины; $\omega_H(\alpha_{пт}, t), \omega_T(t)$ – угловая скорость насосного и турбинного колес, соответственно.

Алгоритм управления обеспечивает выполнение ограничений: приемлемую динамичность нагрузки в трансмиссии; требуемую динамику движения машины – ускорение и длительность разгона; уровень комфортабельности (продольных и вертикальных ускорений); ограничение теплонапряженности деталей и масла Γ_T ; незаглохание двигателя, ограничение его дымности и буксования гусениц.

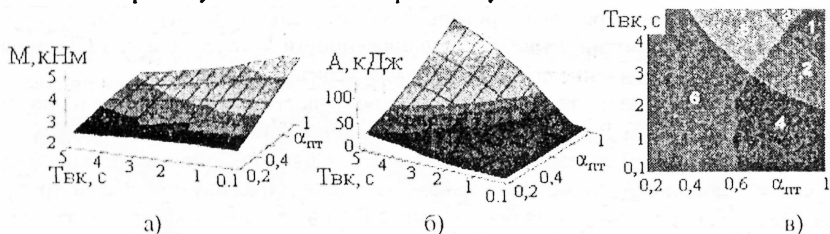
Проведенный анализ показал, что реакция существующей системы на параметры управления $P_{\Gamma T}(t)$ и $P_B(t)$ не обладает достаточным быстродействием. В связи с этим список управляемых параметров сокращен. Силовые, кинематические, энергетические и временные параметры, характеризующие динамику процессов трогания, входящие в (5), определяются на основе имитационного моделирования. Создаваемая с этой целью модель позволяет имитировать работу двигателя со всережимным регулятором, гидротрансформатора, исполнительных механизмов и управления ими в различной последовательности, в т. ч. и параллельной, учитывает время задержки на срабатывание механизмов. Разработанная блок-схема алгоритмов подпрограммы управления троганием с места обеспечивает выполнение функциональных ограничений. При трогании с места машины, оснащенной датчиком ускорения, существует возможность реализовать режим, предотвращающий буксование машины при оптимальном управлении по коэффициенту буксования или по знаку высших производных скорости. Адаптивное управление с обратной связью обеспечит ограничение буксования движителя, плавность хода и уменьшение ошибочных переключений пе-

редач. Динамическая нагруженность снижается в 1,8...2,0 раза, кроме случаев трогания в особо трудных условиях.

В последнее время интенсивно разрабатываются роботизированные механические трансмиссии, с преселекторным управлением переключения передач или вариаторов с бесступенчатым изменением передаточных чисел (CVT). Трогание с места и движение машины в трудных условиях осуществляется на т.н. «муфтах начала движения», т.е. управляемых фрикционных элементах. Применительно к гидромеханическим трансмиссиям функцию муфты начала движения может выполнить блокировочный фрикцион при опорожненном ГТ. В современных требованиях на проектирование ГТ предусматривается приоритет подачи масла гидросистемы на управление фрикционными, смазку и в последнюю очередь на подпитку ГТ. В связи с этим, при снижении производительности гидронасоса или утечках масла из гидросистемы в процессе эксплуатации, возможно снижение преобразующих свойств ГТ вплоть до нарушения подвижности машины. Резервным решением обеспечения надежности в такой ситуации является соответствующее управление блокировочным фрикционом при трогании с места и движении машины, что еще больше повышает актуальность задачи повышения его долговечности.

Учитывая определенную аналогию функциональных требований при трогании машины с гидромеханической трансмиссией, результаты распространяются и на эти конструкции, дополнительно учитываются ограничения по не заглоуханию двигателя. Последнее реализуется при соответствующем выборе начальной скорости $\omega_{до}$.

Анализ результатов позволил пайти область оптимальных параметров управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих минимум работы буксования и ограниченную динамическую нагруженность. На основе результатов моделирования построены зависимости (рис. 2) максимального момента на выходе трансмиссии (рис. 2а) и работы буксования фрикционных элементов (рис. 2б) от времени нарастания момента трения и угла подачи топлива. Наиболее рациональным является трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в области 4 (рис. 2в). Параметры управления, значения которых лежат в области 5, обеспечивают промежуточные значения работы буксования и момента.



а, б - зависимость максимального момента и работы буксования, соответственно, от параметров управления; в - диаграмма областей параметров управления

Рис. 2. Определение области оптимального управления процессом трогания с места

Теоретическими и экспериментальными исследованиями обоснована необходимость и разработан метод адаптации программ управления переходными процессами переключения передач гидромеханической трансмиссии быстроходной гусеничной машины. Адаптация осуществляется на основе мониторинга и идентификации технического состояния объекта управления, а также требуемых режимов движения машины. Разработаны признаки мониторинга и идентификации, пути осуществления

адаптации. Это позволяет более точно определить условия переключения передач, а также устанавливать временную характеристику управления двигателем и исполнительными элементами. Задача снижения динамической нагруженности при переключении передач также решается на основе синтеза оптимального управления двигателем и исполнительными элементами. Синтез программ управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины базируется на решении двух задач: определении условий переключения и блокировки гидротрансформатора, а также установлении временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих качество переходных процессов. На основе изучения динамики управляемого движения установлено, что в зависимости от требуемых режимов (ускорения и скорости движения) условия переключения передач являются многовариантными. Разработанные признаки мониторинга и идентификации требуемых режимов движения позволяют более точно определять пороговые значения скорости движения на соответствующих передачах.

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования (интеграл вида (5) при высоком быстродействии $t_m \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$, ограничении динамической нагружен-

ности и приращения температуры. Последнее требует дополнения математической модели движения уравнением теплопроводности Фурье.

Анализ выражений для определения работы и времени буксования фрикционных элементов показывает, что на работу буксования существенно влияет величина момента трения $M_{тр}(t)$ и разность частот вращения ведущих $\omega_1(t)$ и ведомых $\omega_2(t)$ частей фрикционного устройства. Плавность переключения передач и, следовательно, уровень динамических нагрузок в трансмиссии определяются характеристиками процесса переключения передач и, в первую очередь, соотношением частот вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2 частей фрикционного устройства и интенсивностью нарастания момента трения $M_{тр}$. В связи с этим, система управления в процессе переключения передач должна в зависимости от начальных параметров ($\omega_1, \omega_2, M_1, M_2$) обеспечивать изменение частоты вращения двигателя с целью согласования угловых скоростей вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2 частей фрикционных устройств (ГМТ) и регулирование интенсивности увеличения $M_{тр}$ для реализации безударного включения передачи и предотвращения перегрева дисков трения фрикциона в результате длительного буксования. На отдельных режимах снижение динамической нагруженности достигается при переключении передач с заблокированным ГТ.

На рис. 3 представлены результаты моделирования процесса переключения передач с нижней на верхнюю при различном управлении двигателем и фрикционными элементами. Переключение передач без синхронизирующего управления двигателем (графики 1,2) характеризуется большой величиной момента, а в случае переключения без перекрытия давления управления фрикционными элементами (график 2) также и значительным падением момента относительно его среднего значения. Переключение передач, при котором осуществляется синхронизирующее управление двигателем (график 3,4), характеризуется небольшим моментом, но при этом отмечается значительное его падение, особенно в случае без перекрытия управления по давлению (график 4).

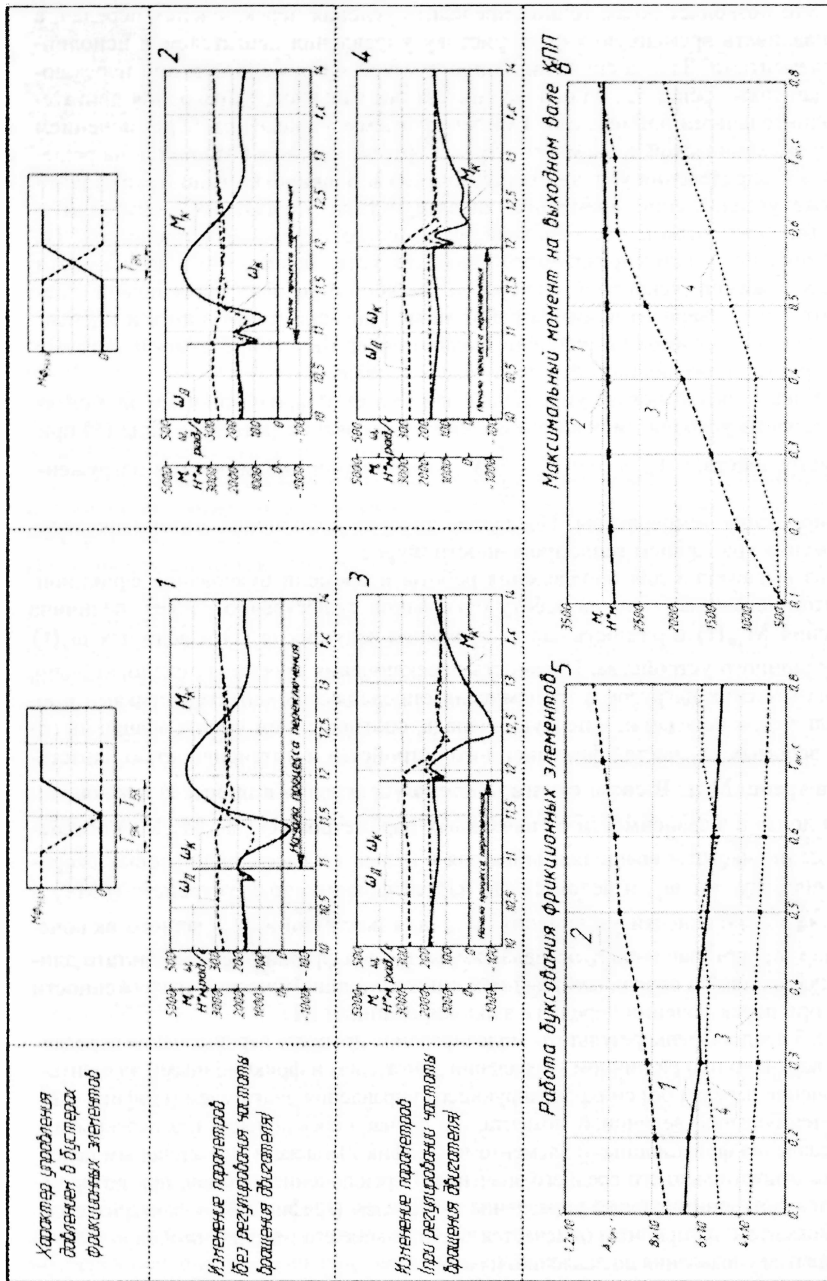


Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования переключения передач

Интегральная оценка качества переходных процессов – работа буксования фрикционных элементов во время переключения передач для различных схем управления двигателем и фрикционными элементами и для различного времени нарастания момента трения характеризуется графиком 5. Из графика (линия 3) следует, что минимальная работа буксования достигается в следующем случае: осуществляется синхронизирующее управление двигателем и отсутствует перекрытие управления давлением. Временная характеристика изменения момента во фрикционе определяется характером нарастания давления в бустерах сервомоторов и регулируется при помощи современных электромагнитных клапанов (пропорциональных PWM – solenoid или с ШИМ управлением).

Момент трения фрикциона является функцией многих параметров. В реальных условиях параметры конструкции отличаются от номинальных значений. В связи с этим уравнение момента трения дополняется и приводится к виду:

$$M_{Tp} = M_{Tp0} + \sum_i \left(\frac{\partial M_{Tp}}{\partial q_i} \right)_0 \Delta q_i,$$

в котором частная производная при номинальном значении «0» параметров $q_i (i=1 \dots n)$ является коэффициентом значимости – степени влияния отклонения каждого параметра. Необходимое давление в конце регулирования определяется из условия обеспечения требуемого момента трения. Временная функция давления определяется для этапов наполнения бустера, буксования фрикциона и полного включения.

Мониторинг технического состояния двигателя и трансмиссии, режимов их функционирования, позволяет не только адаптивно управлять движением машины, но и выполнять функцию контроля. При возникновении фатальных ситуаций (информация о критических значениях параметров: температуры, давления, уровня эксплуатационной жидкости, неполное включение или выключение фрикционов), список которых может быть дополнен, выход параметров технического состояния за пределы допустимых диапазонов системы обеспечивает их локализацию, а выбор режима движения осуществляется из условия обеспечения параметров в допускаемых пределах.

Приоритет управления определяется по значимости параметров технического состояния. Система осуществляет также коррекцию ошибочных действий водителя, выполняя защитную функцию. В ситуации, когда необходимо обеспечить движение независимо от технического состояния, например в боевой обстановке, при возникновении отказа и невозможности его локализации, системой предусматривается режим ручного или дублирующего управления.

В пятом разделе (Прогнозирование и обоснование путей снижения динамической нагруженности трансмиссий при регулировании направления движения) определяются параметры динамической нагруженности ГМТ машин с непрерывными и дискретными свойствами системы управления поворотом, такие как цикличность включений механизмов поворота, динамический момент, спектральная плотность и числовые характеристики скорости криволинейного движения. Определены пути реализации потенциальных скоростных качеств, которые базируются на дифференцированном сокращении отдельных ограничений, компенсации дивергенции параметров траектории.

Переходные процессы регулирования направления движения (поворота) быстросходных гусеничных машин составляют более 60 % времени и формируют высокую динамическую нагруженность трансмиссии. Цикличность включения механизма поворота определяет уровень динамического момента и скорость движения машины. В результате исследования, аналитически рассматривающего движение как непрерывный марковский процесс, определена цикличность включения системы управления поворотом с непрерывными и дискретными свойствами как положительное число выбросов случайной стацио-

нарной функции кривизны траектории «нулевого» уровня при движении по трассе, кривизна которой задана детерминированной или случайной функциями.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с, зависит от удельной мощности машины и свойств системы управления поворотом и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

- соответствие кривизны дорожной траектории, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;
- движение является полностью управляемым, т.е. продольная ось машины совпадает с касательной к требуемой траектории;
- водитель задает упреждающее управление, не учитывается выполнение им функций звена обратной связи по компенсации отклонения траектории.

Параметры действительного процесса управления отличаются от расчетных. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности траектории, определяющей условие вписываемости.

При движении с большой скоростью поворот гусеничной машины сопровождается боковым движением (сносом) относительно требуемой траектории, детерминированной и случайной составляющей углового отклонения направляющего угла, юзом и буксованием движителя. Кроме того, реакция на управляющее воздействие и траектория движения зависят от скорости движения. Большинство перечисленных факторов могут быть учтены при расчете значения коэффициента фазовой напряженности. Величина динамического момента при переходных процессах определяется видом грунта, кривизной траектории и требуемого ускорения.

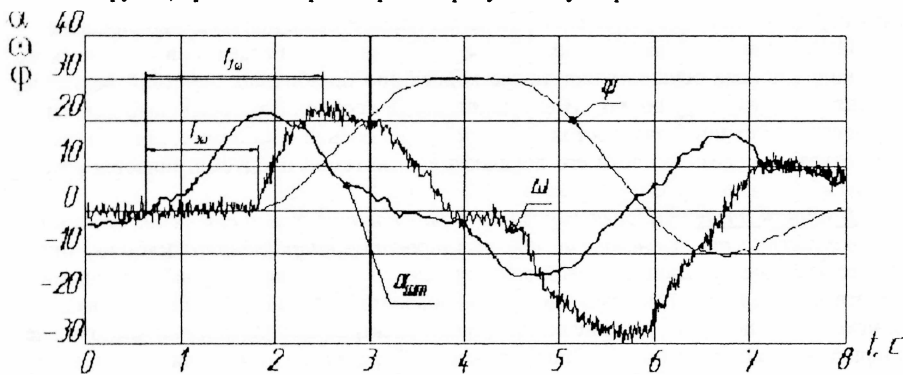


Рис. 4. Фрагмент осциллограммы с записью изменений кинематических параметров при движении по змейке (грунт, длина полуволны $\Delta S = 30$ м, IV передача, α - угол поворота штурвала, град; ω - угловая скорость, град/с; ϕ - курсовой угол, град; t - время, с)

Из экспериментальных данных следует, что при входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей $I_z \dot{\omega}$. Числовые значения скорости криволинейного движения определены по зависимости коэффициента фазовой напряженности реакции

машины от частоты управляющего воздействия. Коэффициент фазовой напряженности регулирования направлением движения $k_\varphi(V) = \frac{\psi_r}{\pi}$ принят критерием сложности управления и характеризует фазовое запаздывание реакции машины на управляющее воздействие (рис. 4). Эти данные иллюстрируют существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ по угловой скорости ω и курсовому углу φ . При больших значениях фазового отставания водитель вообще не сможет вписаться в заданную кривую пути. Установлены зависимости этого коэффициента от динамических свойств систем управления поворотом с непрерывными и дискретными свойствами при движении по траектории, кривизна которой задана детерминированными и случайными функциями.

На режимах регулирования кривизны траектории, когда проявляются существенные нелинейности системы управления поворотом, установлена вероятность высокочастотных автоколебаний со значительной амплитудой, ограничивая долговечность элементов гидрообъемной передачи. На основе установленных закономерностей представляется возможным прогнозировать условия возникновения колебательных процессов и решать обратную задачу по их исключению.

В шестом разделе (Экспериментальные методы исследования динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии транспортной машины) приводится перечень объектов исследования, а также цель и задачи экспериментального исследования, основные результаты и их анализ.

Объектами экспериментального исследования являются быстроходные гусеничные машины БМП-3, БМД-4 и ТМ-130, полноприводные колесные машины КАМАЗ-43106 (6×6), КАМАЗ-6350 8×8, оснащенные дизельными двигателями и гидромеханическими трансмиссиями.

Целью экспериментального исследования является определение адекватности математических моделей управляемого движения, динамики системы «двигатель–трансмиссия–транспортная машина», проверка выдвинутых гипотез, корректности основных допущений принятых при теоретическом исследовании, а также идентификация параметров.

Для достижения цели решаются следующие задачи:

1. Определение динамической нагруженности, формируемой взаимодействием машины с внешней средой в процессе управляемого движения машин;
2. Определение динамической нагруженности элементов до- и послетрансформаторных зон трансмиссии, металлокерамических дисков фрикционных элементов на стационарных режимах;
3. Определение динамической нагруженности ГМТ при переходных процессах управления поступательной скоростью и кривизной траектории.

Экспериментальные исследования по определению силовых и кинематических параметров режимов нагружения проводились в процессе ходовых испытаний, а динамические свойства элементов трансмиссии, такие как упруго-диссипативная характеристика нелинейных элементов, собственные частоты и формы колебаний МКД, определялись по разработанному методу на специально созданных экспериментальных установках.

Для проведения экспериментальных исследований по определению режимов нагружения разработан бортовой комплекс информационно-измерительной аппаратуры, включающий 14-разрядный аналого-цифровой преобразователь «L-Card 14-440» с регистрацией данных на notebook; тензометрические датчики; контактные токосъём-

ники; датчики оборотов ИС445; датчики давления; датчики виброускорений ADXL, АПС, АТ, МП-95; датчики линейных и угловых перемещений; датчики угловых скоростей MURATA; бесконтактное приемо-передающее устройство.

Разработанный комплекс информационно-измерительной аппаратуры позволяет измерять параметры динамического процесса на стационарных и переходных режимах функционирования трансмиссий транспортных машин и производить статистическую обработку результатов с использованием современного программного обеспечения (PowerGraph Professional и др.).

Экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстросходной гусеничной машины (БГМ) установлено, что величина момента нагружения соединительных валов трансмиссии, формируемого параметрами внешней среды и динамическими процессами, в 3...6 раз превышает принимаемую при расчете. Фрагмент осциллограмм приведен на рис. 5.

Из анализа полученных данных следует, что моменты на соединительных валах трансмиссии формируются сопротивлением грунта, динамикой гусеничного движителя и, в наибольшей степени, динамикой движения машины. С увеличением скорости движения силы, действующие в рабочей ветви гусеничного движителя, возрастают и находятся в пределах от 15 до 69 кН при скорости 46 км/ч и носят случайный характер.

Динамическая нагруженность трансмиссии определяется по частотным характеристикам, рассматривается при движении с определенной скоростью как стационарный процесс, спектральная плотность которого определяется с использованием программы PowerGraph, реализующей алгоритм быстрого преобразования Фурье. Анализ спектральной плотности процесса нагружения показывает, что в полосе частот от нуля до 100 Гц спектр колебаний имеет три ярко выраженных диапазона доминирующих частот: 0.25...0.50; 1.5...2.5; 60...75 Гц. Вид спектральной плотности процесса нагружения позволяет произвести соответствующую фильтрацию и разделение нагрузки в соединительных валах на компоненты. Амплитудные значения продольного ускорения продольно-угловых колебаний с ростом скорости увеличиваются, а частота определяется условиями движения и управлением. Величина соответствующей составляющей нагрузки на соединительных валах пропорциональна ускорению и находится в пределах от 1 до 10 кН (график $P_{\text{пр}}$, рис. 5).

При движении машины по малодеформируемому грунту из-за увода отклонение угловой скорости составляет 5...6 град/с, а угловые ускорения до 25...32 град/с². Величина соответствующей составляющей нагрузки находится в пределах от 0,5 до 8,5 кН (график $P_{\text{уг}}$, рис. 5.). Специальным исследованием процесса отклонения угловой скорости установлено, что спектр колебаний находится в полосе частот от нуля до 2,5 Гц. Медленные отклонения (до 0,8...1,0 Гц) компенсируются управлением водителя, а более быстрые со значительной амплитудой не только дополнительно нагружают трансмиссию, но и ограничивают управляемость.

«Траковая» частота является линейной функцией скорости движения, за один оборот ведущего колеса происходит 13 колебаний (соответственно числу зубьев ведущего колеса). При движении со скоростью 12 м/с (43,2 км/ч) траковая частота составляет 79 Гц. Амплитудные значения соответствующей составляющей нагрузки достигают ± 6 кН·м ($P_{\text{трк}}$, рис.5). Эти результаты являются основой выводов изложенных в разделе 2.

Определение динамической нагруженности элементов до- и послетрансформаторных зон трансмиссии, металлокерамических дисков фрикционных элементов

осуществлялось на стационарных режимах при «нейтрали» в трансмиссии и при движении машины.

Например, динамическая нагруженность элементов дотрансформаторной зоны определялась по амплитуде момента на соединительном валу и спектральной плотности процесса. Фрагменты осциллограмм, полученных в процессе пуска двигателя, разгона и заглохания, приведены на рис. 6.

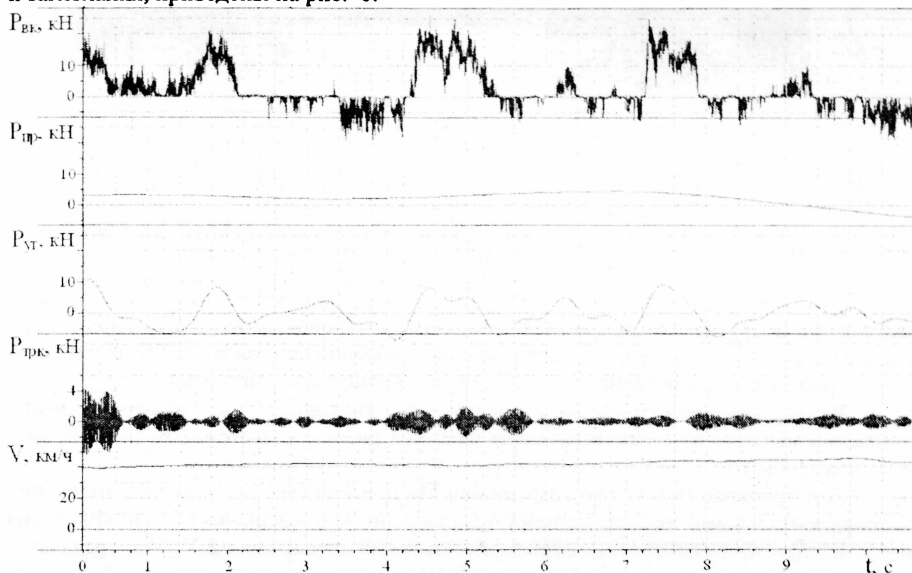


Рис. 5. Фрагмент осциллограммы динамической силы на ведущем колесе и результаты фильтрации нагрузки по частотным составляющим

Из экспериментальных данных следует, что в диапазоне частот вращения вала двигателя от 400 до 900 об/мин наблюдается резонансный режим с амплитудой момента, достигающей 1,3 кН·м. При этом амплитуда ускорений на опорах трансмиссии по трем координатам составляет $X=\pm 3$ м/сек², $Y=\pm 9$ м/сек², $Z=\pm 7$ м/сек². Основная мощность процесса сосредоточена на частоте 98 рад/с. Кроме того, спектр содержит гармоники высших порядков.

При дальнейшем увеличении частоты амплитуда момента резко снижается и находится в пределах от 0 до 200 Н·м, то есть размах момента составляет ± 100 Н·м. При уменьшении частоты вращения вала двигателя до заглохания в диапазоне частот от 600 до 400 об/мин амплитуда момента вновь возрастает до 0,8 кН·м. Приведенная зависимость момента от частоты вращения вала двигателя характерна для существенно нелинейных систем.

По экспериментальным данным построена амплитудно-частотная характеристика (кривая 1 на рис. 7), которая наложена на совмещенную частотную характеристику двигателя ЯМЗ-236Б и дотрансформаторной зоны трансмиссии машины ТМ-120 с различными параметрами конструкций гасителей. Из характера кривой 1 (рис. 7) следует, что система является существенно нелинейной, что может являться причиной генерации колебаний не только основной частоты - 98 рад/с, но и супергармонических, кратных ей.

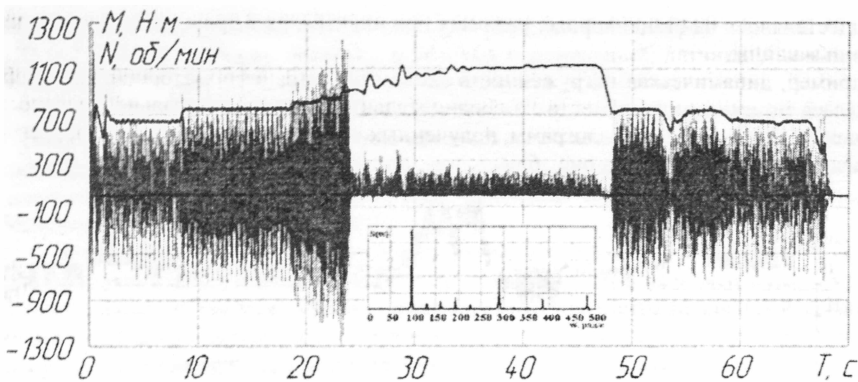


Рис. 6. Фрагмент осциллограммы и спектральная плотность момента в процессе пуска двигателя, разгона и заглохания

Высокочастотные колебания приводят к вибронегруженности не только трансмиссии, но и других элементов силового блока, ограничивая их долговечность. Исследованиями установлено, что возбуждение вибраций формируется бифуркационными процессами, свойственными существенно нелинейным системам.

Резонансные режимы в до- и послетрансформаторных зонах возникают и при движении машины на соответствующих режимах работы двигателя (см. рис. 10, приведенный ниже).

Для проверки гипотезы о разрушении МКД вследствие резонансных колебаний экспериментальными исследованиями установлено, что высокочастотные колебания наблюдаются при «нейтрали» в трансмиссии и при движении на V, VI передачах с разблокированным гидротрансформатором (ГТ) и частоте вращения вала двигателя более 2050 об/мин.

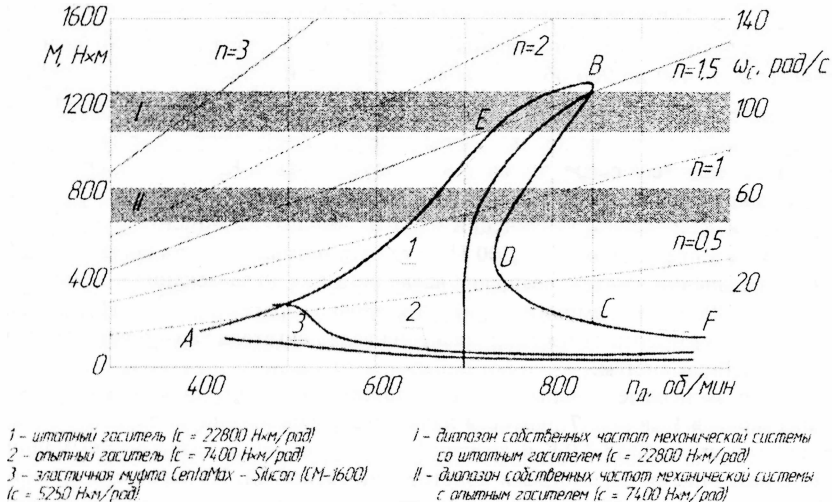


Рис. 7. Совмещенная частотная характеристика двигателя ЯМЗ-236Б и дотрансформаторной зоны трансмиссии машины ТМ-120

Амплитуда колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях составляет 1,0...1,5 г (9,8...15,0 м/с²). Как следует из характера спектральной плотности процесса (рис. 8), основные колебания сосредоточены в диапазоне частот 700...730 Гц. Это происходит при работе гидротрансформатора (ГТ) в режиме гидромукты при незначительном, 10...15%, проскальзывании турбины относительно насоса. Выдвинутая гипотеза подтверждается характером спектральной плотности: при блокировке ГТ она является «белым» шумом, т.е. колебания происходят в широком спектре частот, без резонансов.

Для оценки корректности принятых допущений при определении собственных частот и форм колебаний партий МКД разрабатывается метод неразрушающего контроля, основанный на определении частотных характеристик при звуковом облучении исследуемых дисков.

Для реализации этого метода разработана экспериментальная установка (рис. 9) в составе: 1 - регистратор-спектроанализатор; 2 - усилитель звуковой частоты (10...10000 Гц); 3-излучатель акустического сигнала; 4 - металлокерамический диск (объект исследования); 5 - генератор звуковой частоты (10...10000 Гц); 6 - аналого-цифровой преобразователь (L-Card E 14-440); 7 - пьезоакселерометр ADXL105.

Для определения собственных частот исследуемый диск облучается звуковой волной. Важной особенностью установки является способность спектроанализатора в режиме реального времени на основе реализации алгоритма

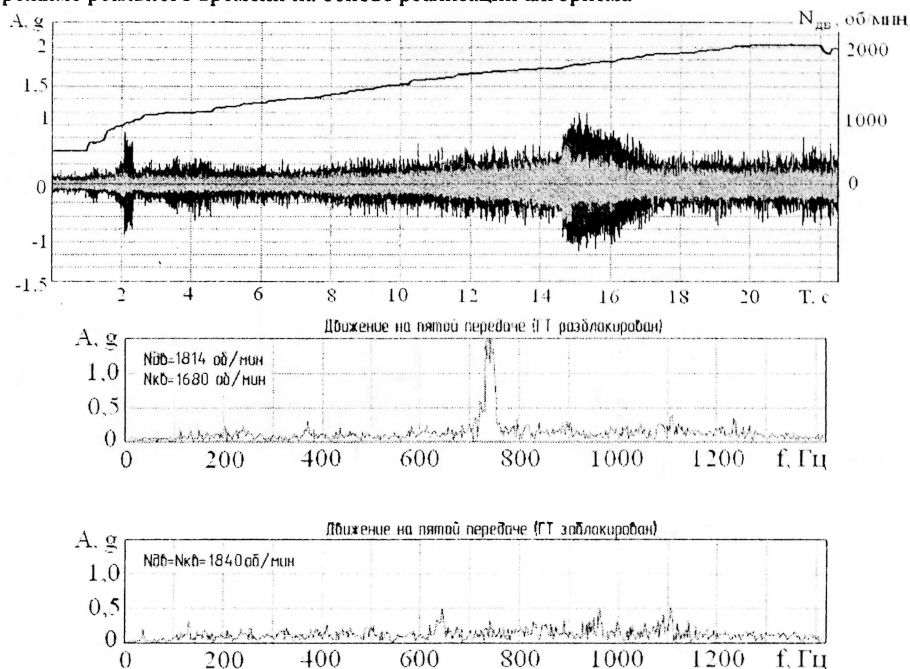


Рис. 8. Колебания трансмиссии в резонансном режиме и спектральная плотность процесса

прямого преобразования Фурье определять параметры реакции: частоты, фазы и амплитуды гармонических составляющих регистрируемого сигнала. Работа установки

возможна в двух режимах: полигармонического и моногармонического возмущений. Первый режим заключается в определении собственных частот на основе спектрального анализа затухающих колебаний диска после придания ему начального возмущения в виде кратковременного импульса. Второй режим предполагает облучение диска моногармоническим возмущением, генерируемым тональным генератором в звуковом диапазоне частот. Собственные частоты диска определяются в режиме вынужденных колебаний при плавном изменении задающей частоты генератора от 0 до 10000 Гц.

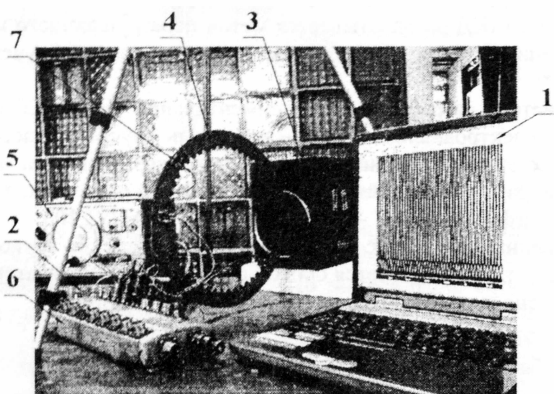


Рис. 9. Установка для экспериментального определения собственных частот металлокерамического диска

Определение динамической нагруженности ГМТ при переходных процессах управления поступательной скоростью осуществлялось по изменению кинематических и силовых параметров в процессе трогания с места и переключение передач при разгоне с I по VI (фрагмент осциллограммы приведен на рис.10), а результаты обработки экспериментальных данных приведены в таблице 1. Из полученных данных следует, что процесс движения характеризуется высокой динамической нагруженностью элементов трансмиссии, особенно при переходных процессах трогания с места, блокировке ГТ и переключении передач.

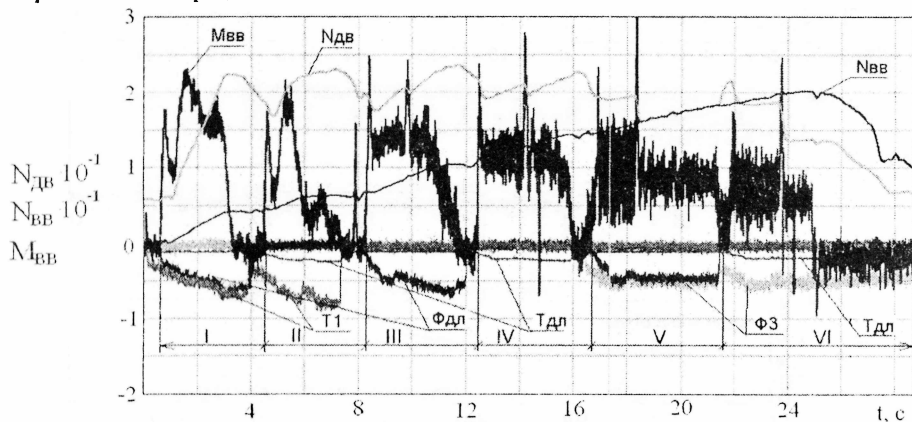


Рис. 10. Фрагмент осциллограммы, характеризующей динамическую нагруженность при управлении поступательной скоростью ($N_{ДВ}$ – обороты двигателя, об/мин; $N_{ВВ}$ – обороты выходного вала трансмиссии, об/мин; $M_{ВВ}$ – момент на выходном валу трансмиссии, кН·м; T_1 , $T_{ДЛ}$, Φ_3 , $\Phi_{ДЛ}$ – давление в бустерах фрикционов)

Максимальное значение момента наблюдается при переключении с IV на V, с V на VI передачи и составляет 1,59...2,15 кН·м., что в 1,5...2 раза превышает расчетные значения. При блокировке ГТ динамический момент на IV, V, VI передачах достигает величины 3 кН·м. Переключение передач снизу вверх происходит при частоте вращения вала двигателя 1750...1800 об/мин без необходимой синхронизации угловой скорости вращения включаемых элементов. Переключение передач сверху вниз происходит при частоте вращения вала двигателя 1400...1450 об/мин. Эти данные существенно отличаются от принимаемых при расчете.

Таблица 1.

Динамическая нагруженность гидромеханической трансмиссии

№№ переключаемых передач	0→I	I→II	II→III	III→IV	IV→V	V→VI
Максимальные значения моментов при переключении передач, кН·м	2,3	2,34	2,83	1,5	1,7	2,3
Коэффициент динамичности	1,27	1,35	2,1	2,2	3,0	3,22

Определение динамической нагруженности ГМТ при переходных процессах регулирования кривизны траектории осуществлялось по изменению кинематических и силовых параметров при переходных процессах входа в поворот и выхода из него машин, оснащенных непрерывной и дискретной системами управления поворотом. На рис. 11 приведены экспериментальные зависимости изменения кинематических и силовых параметров при переходных процессах управления поворотом гусеничной машины с ГОМП без учета высокочастотных составляющих, обусловленных динамикой гусеничного движителя и упругостью элементов силового блока.

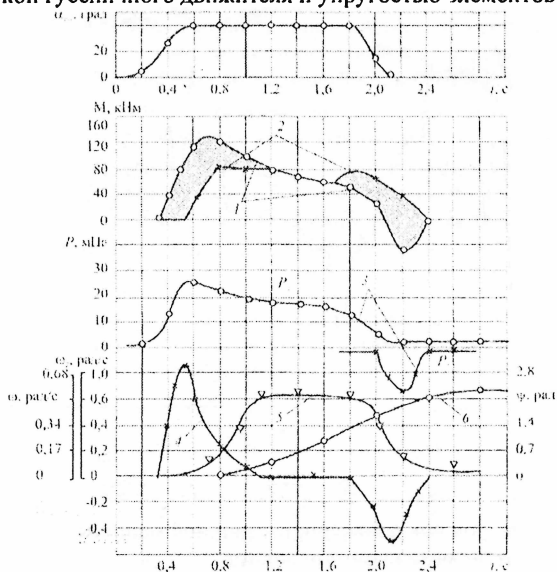


Рис. 11. Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

При входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей $I_z \ddot{\omega}$ (заштрихованная область на рис. 11). Величина динамического момента в 1,6 раза выше по сравнению с моментом, формируемым сопротивлением грунта.

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил. Численная оценка показывает, что для машин массой 20 т необходима установочная мощность ГОП не менее 240

кВт – 50...60 % мощности двигателя. Основными ограничениями подвижности являются следующие динамические явления: фазовое запаздывание реакции на управляющее воздействие, из-за которого корпус машины не успевает развернуться на требуемый угол; боковым «сносом»; случайным процессом «быстрых», не компенсируемых водителем отклонений курсового угла, а также вероятностью схода опорных катков с беговой дорожки гусениц забегающего борта на деформируемых грунтах или сбросом гусеницы при переходных процессах входа в поворот на малодеформируемых грунтах. Степень влияния данных явлений может быть уменьшена при соответствующих программах управления поворотом.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с дискретными свойствами, динамическая нагрузка еще выше (рис. 12). Из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе «двигатель-трансмиссия», включающей сдвигающие фрикционные элементы (ФЭ) и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значение производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 5 град/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 32 град/с² (рис. 12), а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах – до 74 град/с². Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводит к высокой цикличности включения механизма поворота из-за несовпадения траекторной кривизны с дорожной, ограничения скорости по условиям вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны.

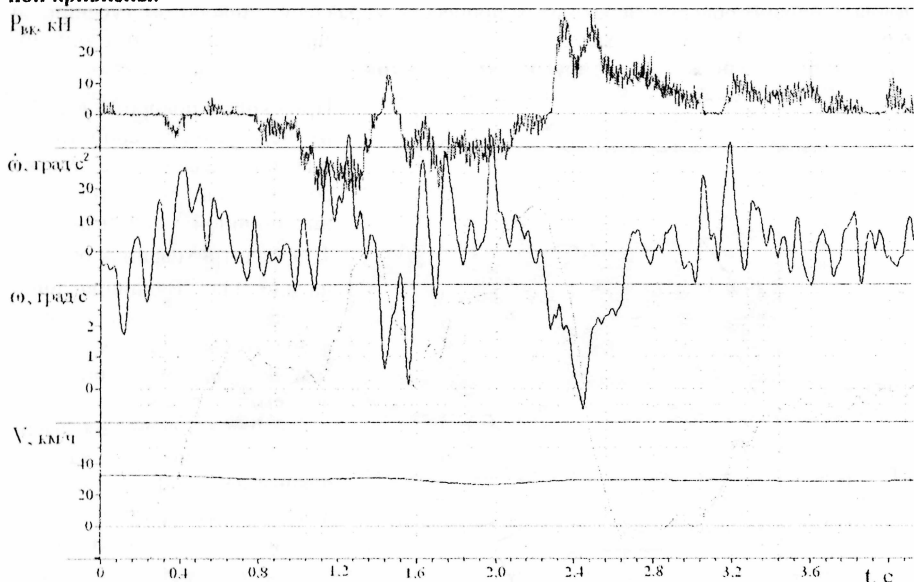


Рис. 12. Изменение параметров при движении гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным гидрообъемным меха-

низмом поворота, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах скоростные качества машин с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем с ГОМП. При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до $10...11 \text{ м/с}^2$) не сопровождается заносом, т.к. после нескольких заездов образуется колея глубиной $60...80 \text{ мм}$ под отстающей гусеницей и до 150 мм под забегающей. Однако при движении на малодеформируемых грунтах эти возможности не удастся реализовать из-за ограничения сцепных свойств.

Таким образом, скоростные качества гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом ограничиваются удельной мощностью машины, динамическими явлениями при циклическом включении механизма поворота, отклонением (дивергенцией) параметров траектории движения от заданной вследствие несовпадения траекторной кривизны с дорожной, психофизиологическими возможностями выполнения водителем функции обратной связи, а также быстродействием системы управления переключением передач.

Динамические свойства гусеничной машины наиболее полно проявляются при движении по тестовой «змейке». На рис. 4 приведен фрагмент осциллограмм, характеризующих фазовое отставание кинематических параметров угловой скорости ω и курсового угла φ от управляющего воздействия.

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны ΔS приведена на рис. 13. Предельная скорость движения соответствует значению $k_\varphi=0,75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны ΔS тестовой «змейки» (график 1, рис. 14). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней скорости движения от ΔS по бетону (график 2) и по грунту (график 3). Из сравнения данных следует, что ограничение подвижности машины в повороте достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с , и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. В этих же условиях движения для этой же машины с непрерывными свойствами системы управления поворотом действительное число включений механизма также превышает расчетное и составляет до 16 включений на километр пути.

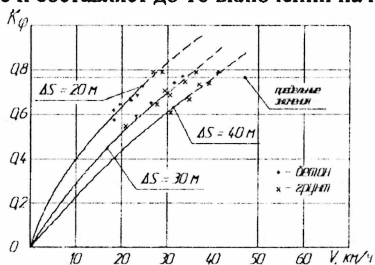


Рис. 13. Зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения

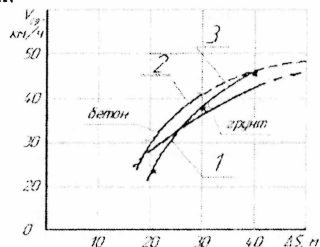


Рис. 14. Зависимость скорости движения от длины волны тестовой змейки

В седьмом разделе (Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследований) приводится анализ сходимости результатов теоретического и экспериментального исследований, блок-схема алгоритма прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии, научное обоснование путей снижения динамической нагруженности валов и фрикционных элементов на установившихся режимах, синтез адаптивных программ управления переходными процессами обеспечивающих повышения долговечности гидромеханических трансмиссий транспортных машин и оценка эффективности результатов исследований.

Блок-схема алгоритма прогнозирования динамической нагруженности включает анализ исходных данных, тяговый расчет и эскизное проектирование. В дальнейшем прогнозирование осуществляется по двум путям: при установившихся режимах и на переходных процессах при взаимодействии с внешней средой.

Прогнозирование резонансных режимов в до- и послетрансформаторной зонах и во фрикционных элементах осуществляется в соответствии с результатами диссертационного исследования.

Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссии на переходных процессах осуществляется на основе имитационного моделирования и экспериментального исследования управляемого движения. Производится расчет качества переходных процессов при управлении поступательной скоростью и направлением движения, вероятности цикличности переключения передач, включения механизма поворота и соответствующего им динамического момента. В дальнейшем осуществляется синтез адаптивных программ управления переходными процессами на основе мониторинга требуемых режимов движения и технического состояния элементов систем. На основе полученных результатов разрабатываются конструкции систем управления движением.

В соответствии с приведенными результатами предложен следующий алгоритм прогнозирования резонансных режимов и решения обратной задачи их вывода за пределы рабочего диапазона.

1. Определение собственных частот до- и послетрансформаторных зон, а также МКД по установленным закономерностям, твердотельным чертежам элементов и упругости гасителя.
2. Расчет функции и спектральной плотности полигармонического возмущающего момента двигателя и гидротрансформатора.
3. Построение совмещенной частотной характеристики двигателя и механической части трансмиссии, гидротрансформатора и МКД, прогнозирование резонансных режимов, а также определение соответствующего им диапазона частот вращения вала двигателя и режимов работы гидродинамической передачи.
4. Определение границ допустимого скоростного диапазона частот вращения вала двигателя, режимов работы ГТ за которые необходимо вывести резонанс.
5. Расчет частотных характеристик элементов системы, параметров УДХ, разработка конструкции гасителей или выбор из каталогов.

Синтез адаптивных программ управления переходными процессами при регулировании поступательной скорости заключается в определении законов связанного управления двигателем, ГТ или муфтой начала движения в процессе трогания с места. При управлении переключением передач решение задачи выбора условия переключения осуществляется в зависимости от требуемых режимов движения, а временная функция связанного управления - на основе мониторинга и идентификации технического состояния элементов системы из условия минимизации работы буксования фрик-

ционных элементов; ограничения динамического момента и других функциональных ограничений.

Синтез адаптивных программ управления переходными процессами при регулировании кривизны траектории осуществляется на основе измерения отклонений от заданной траектории и создания жестких и гибких обратных связей, а также введения форсирующих интегро-дифференцирующих динамических звеньев, позволяющих сократить фазовое отставание реакции, установившуюся ошибку регулирования, а также повысить устойчивость функционирования гусеничного движителя.

Результаты выполненных исследований позволили вывести резонансные режимы за пределы рабочего диапазона оборотов двигателя и уменьшить динамическую нагруженность и вибронгруженность моторно-трансмиссионной установки машин ТМ-130, полноприводных автомобилей КАМАЗ-43106 (6×6), КАМАЗ-6350 8×8 и других машин до 26 раз и обеспечить десятикратное повышение долговечности, выполнить прогноз высокой динамической нагруженности трансмиссий вновь проектируемых машин и решить обратную задачу. На основе результатов исследования динамической нагруженности МКД выполнен прогноз и установлена вероятность возникновения резонансных режимов в проектируемых для широкого спектра машин перспективных 6-ступенчатых ГМТ с тремя степенями свободы на прямой передаче, а также во фрикционных элементах управления отдельных передач, серийно выпускаемых 4-ступенчатых ГМТ. Последнее подтверждено практикой эксплуатации и соответствующим анализом разрушений ФЭ. Исключение резонансных режимов может быть достигнуто повышением частоты и уменьшением амплитуды колебаний, возбуждаемых гидродинамическими процессами в межлопаточных пространствах ГТ, выбором числа лопаток рабочих колес, корректировкой программы управления блокировкой ГТ, исключающей режим, при котором возможны высокочастотные колебания, синтезом гасителя колебаний турбины, противофазным гашением, а также корректировкой спектра собственных частот МКД, созданием специальной формы дисков.

В условиях производственных ограничений возможности варьирования параметров конструкции, исключающих резонансные режимы, необходимая долговечность МКД обеспечивается введением технологических мероприятий по снижению концентрации напряжений у основания зубьев и повышению несущей способности путем пластической деформации до 15 %, а также повышением поверхностной твердости у основания зуба на основе нанотехнологий (лазерное насыщение карбидами тугоплавких металлов – WC, TiC и др.). Приведенный комплекс мероприятий позволяет повысить долговечность МКД в 10...15 раз.

Эффективность синтезируемых программ управления поступательной скоростью и поворотом заключается в снижении динамического момента, цикличности переключения и повышения средней скорости движения, в том числе на криволинейных участках трассы. Адаптация программ управления позволяет снизить динамическую нагруженность в 2,1 раза, работу буксования фрикционных элементов в 1,4 раза. Средняя скорость движения по совокупности грунтовых дорог с числовыми характеристиками распределения случайных величин параметров внешней среды принятыми в статистической динамике транспортных машин при автоматическом управлении повышается до 19,5 %. При движении по дорогам с твердым покрытием, по грязным или по заснеженным с большой интенсивностью изменения кривизны траектории результаты исследования дают еще больший эффект. Во всех условиях движения эффективность программ управления заключается в уменьшении вероятности выхода за

ограниченный динамический коридор, снижении уровня требований к квалификации водителя.

Основная эффективность диссертационной работы заключается в создании алгоритмов прогнозирования и снижения динамической нагруженности на ранних стадиях проектирования, обеспечения требуемой долговечности элементов трансмиссии.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработанные методы снижения динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий адаптацией программ управления переходными процессами при регулировании поступательной и угловой скоростей движения транспортной машины на основе мониторинга, идентификации технического состояния системы и требуемых режимов движения позволяет снизить динамическую нагруженность в 1,5...2,1 раза. Методы вывода резонансных режимов работы и исключения бифуркационных процессов позволяют снизить амплитуду динамического момента в 5...6 раз и обеспечить требуемый ресурс элементов, лимитирующих долговечность трансмиссии.

2. На основе имитационного моделирования динамики гидромеханической трансмиссии транспортной машины как существенно нелинейной, разветвленной системы переменной структуры, содержащей кольцевые элементы, установлено, что динамическая нагруженность определяется не только переходными процессами, но и резонансными режимами, бифуркациями. Резонансные явления являются высокочастотными и за 100...200 часов работы трансмиссии число циклов нагружения превышает базовое число циклов кривой усталости (7,2 млн). В соответствии с результатами работы разработаны методы прогнозирования динамической нагруженности и решения обратной задачи. Разработанные конструкции гасителей для ГМТ транспортных машин позволили вывести резонансные режимы за пределы рабочего диапазона до 450 – 500 об/мин двигателя и уменьшить динамическую нагруженность и вибрации моторно-трансмиссионной установки машин в 5...6 раз, а на некоторых до 26-ти раз. Разработанные конструкции гасителей исключают не только резонансные режимы на основных частотах, но и супергармонические колебания, ограничивающие долговечность элементов моторно-трансмиссионной установки, стеклопакетов кабины и снижают уровень комфортабельности машины.

3. В результате исследований выдвинута и подтверждена гипотеза о разрушении МКД фрикционных элементов вследствие возникновения резонансных режимов, генерируемых гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве гидротрансформатора в не исследованном ранее диапазоне частот (700 Гц и выше). Обоснованы пути исключения резонанса повышением частоты, уменьшением амплитуды возбуждающих колебаний, корректировкой программы управления блокировкой ГТ и спектром собственных частот МКД, динамическим противофазным гашением. Долговечность МКД может быть в 10...15 раз повышена на основе технологических мероприятий, в том числе нанотехнологий.

4. На основе имитационного моделирования управляемого движения транспортной машины, в которой водитель осуществляет функции упреждающего управления и звена обратной связи, установлено, что в процессе взаимодействия с внешней средой реальная нагруженность трансмиссии в 5...6 раз превышает принимаемую при расчетах.

5. Исследованием динамики переходных процессов управления поступательной скоростью (трогание с места, переключение передач при разгоне) установлено необходимость адаптации известных программ управления на основе мониторинга

и идентификации требуемых режимов движения и технического состояния. На основе численного моделирования динамики механической системы в процессе трогания с места установлена зависимость интегральных оценочных показателей от параметров управления. Величины основных параметров, определяющих процесс трогания, такие как работа буксования гидротрансформатора или фрикциона, ускорение и длительность разгона, динамичность нагрузки в трансмиссии, плавность хода и др., существенно (до 40%) зависят от податливости элементов кинематической цепи, дифференциала корпуса, управления двигателем и фрикционами. Анализ результатов позволил найти область оптимальных параметров управления, обеспечивающих минимум работы буксования и ограничение до 1,5...2,1 раза динамической нагруженности.

6. Минимум интегральной оценки качества переходных процессов переключения передач – работы буксования фрикционных элементов и длительности переключения достигается при связном управлении двигателем и давлением управления в исполнительных элементах. Адаптация программы управления переключением передач позволяет снизить динамическую нагруженность в 2,1 раза, работу буксования фрикционных элементов в 1,4 раза, а также уменьшить цикличность переключений передач.

7. Эффективным путем снижения динамической нагруженности трансмиссий при движении машин на дорогах с интенсивным изменением направления движения, повышения управляемости и подвижности машин, оснащенных системами управления поворотом с непрерывными и дискретными свойствами, наряду с совершенствованием известных решений, является синтез алгоритмов, реализующих оптимальное управление с учетом установленных новых динамических эффектов (запаздывание в системе, дивергенция параметров траектории, колебания в существенно нелинейных системах, ограничения психофизиологических свойств водителя и др.).

ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ СЛЕДУЮЩИЕ ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ:

1. Тараторкин И.А. Динамическая нагруженность гидромеханических трансмиссий транспортных машин: Монография. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2008. – 150 с.

2. Тараторкин И.А. Адаптивное управление переключением передач гидромеханической трансмиссии на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. – 2005. – № 14 (54), вып. 7. – С. 75–84.

3. Тараторкин И.А. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. – 2006. – № 11 (66), вып. 8. – С. 114–121.

4. Тараторкин И.А. Зависимость быстроходности транспортных гусеничных машин от их динамических свойств // Транспорт Урала: Научно-технический журнал. Машиностроение. – 2007. – № 2 (13). – С. 16 – 27.

5. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Приводная техника. – 2007. – № 6 (70). С. 29–35.

6. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Повышение долговечности фрикционных элементов перспективных гидромеханических трансмиссий // Приводная техника. – 2008. – № 1 (71). – С. 16–22.

7. Тараторкин И.А. Адаптация программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии // Вестник Академии военных наук. – 2008. – № 3 (24). – С. 123–128.
8. Держанский В.Б., Жебелев К.С., Тараторкин И.А. Динамика нелинейной системы управления поворотом быстроходной гусеничной машины // Вестник Академии военных наук. – 2008. – № 3 (24). – С. 133–138.
9. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Бураков Е.А. Механика и прогнозирование резонансных режимов металлокерамических дисков перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Известия вузов. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 15 – 23.
10. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении. Держанский В.Б., Наумов В.Н., Тараторкин И.А., Сарач Е.Б. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – № 2(71). – С. 76 – 96.
11. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин. Держанский В.Б., Жебелев К.С., Тараторкин И.А., Наумов В.Н., Харитонов С.А. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – № 3(72). – С. 86 – 99.
12. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Анализ управляемости быстроходной гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом // Известия вузов. Машиностроение. 2008. – № 11. – С. 45 – 57.
13. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Шеломков С.А. Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – С. 32 – 34.
14. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничных машин. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Рылеев А.В., Бураков Е.А. // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. – 2007. – № 25 (97), вып. – 10. – С. 66–69.
15. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Климова А.С. Прогнозирование резонансных режимов в гидромеханической трансмиссии транспортной машины // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. – 2008. – № 10 (110), вып. – 11. – С. 30–35.
16. Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Голосеев Б.А. Формирование высокочастотного нагружения элементов ходовой части гусеничной машины // Вестник Курганского государственного университета. Технические науки. – 2008. – № 3 (13), вып. – 4. – С. 23 – 28.
17. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Основы методики прогнозирования динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП // Вестник Курганского государственного университета. Технические науки. – 2008. – № 3 (13), вып. – 4. – С. 28 – 33.
18. Тараторкин И. А., Кротов И.А. Исследование динамических процессов в трансмиссиях с существенными нелинейностями элементов // Вооружение. Технология. Безопасность. Управление: Материалы II научно-технической конференции аспирантов и молодых ученых. – Ковров, 2007. – С. 122 – 127.
19. Тараторкин И.А., Климова А.С., Кротов И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии транспортных машин с элементами, обладающими существенно нелинейными свойствами // Молодые ученые - транспорту – 2007. – Екатеринбург, 2007. – С. 154 – 166.

20. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Исследование механики и прогнозирование разрушений деталей перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин // III Российская научно-техническая конференция «Разрушение, контроль и диагностика материалов и конструкций». – Екатеринбург, 2007. – С. 78 – 82.

21. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Разработка методов повышения долговечности металлокерамических дисков трансмиссий транспортных машин // Материалы IV Международного технологического конгресса (МТК) «Военная техника, вооружение и современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения». – Омск, 2007. – С. 277 – 288.

22. Тараторкин И.А. Экспериментальное определение динамики системы «ДВС – гидротрансформатор» при вариации параметров // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции. – Челябинск, 2006. – С. 83 – 88.

5

Подписано к печати *04.05.09.* Формат 60×84 1/8
Печать трафаретная Усл. печ. л. 2,0
Заказ *104* Тираж 100 экз.

Бумага тип. № 1
Уч. – изд. л. 2,0
Заказ-наряд

Редакционно-издательский центр КГУ
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25
Курганский государственный университет