

На правах рукописи

Тараторкин Александр Игоревич

**СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОННЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ
МАШИН МЕТОДОМ ИСКЛЮЧЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ**

Специальность: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2015

Работа выполнена на кафедре многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научный руководитель: **Харитонов Сергей Александрович**
кандидат технических наук, доцент, доцент
кафедры многоцелевых гусеничных машин и мобильных роботов ФГБОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Филькин Николай Михайлович,**
доктор технических наук, профессор, профессор кафедры "Автомобили и металлообрабатывающее оборудование" ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова

Келлер Андрей Владимирович,
доктор технических наук, доцент, начальник управления научной и инновационной деятельностью ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет (Национальный исследовательский университет)»

Ведущая организация: Открытое акционерное общество «Всероссийский научно-исследовательский институт транспортного машиностроения» (ОАО «ВНИИТрансмаш»)

Защита состоится «__» _____ 2015 г. в часов
на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5., зал Ученого совета.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью учреждения, просим направлять адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н. Э. Баумана: www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «__» _____ 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета, д.т.н.



Е.Б. Сарач

Актуальность проблемы. Для перспективных многоцелевых гусеничных и колесных транспортных машин, эксплуатируемых в особо трудных условиях, разрабатываются все более совершенные конструкции гидромеханических, электромеханических и гибридных трансмиссий. Испытания опытных образцов машин свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности, фрикционных дисков (ФД) элементов управления и деталей, сопрягаемых с ними. В работе рассматривается не достаточно исследованный ранее вид разрушения – разрыв дисков и пластические деформации элементов сопряжения с другими деталями, которые наблюдаются в проектируемых и существующих трансмиссиях, в том числе в конструкциях мировых лидеров. Следует отметить, что такой же вид разрушения наблюдается в транспортных машинах, оснащенных ступенчатыми трансмиссиями и дизельными двигателями.

Металлографический анализ разрушенных дисков показывает, что пластические деформации и трещины носят усталостный характер, которые проявляются за ограниченное время эксплуатации, что возможно вследствие возникновения высокочастотных колебаний в процессе функционирования в неисследованном ранее диапазоне частот. В работе показано, что разрушение дисков возможно вследствие резонансных режимов, генерируемых гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве и пульсацией рабочей жидкости в системе подпитки, и обоснованы основные направления повышения долговечности дисков. Однако, из-за нелинейной упругой характеристики взаимодействия диска с барабаном при раскрытии зазора возбуждаются параметрические колебания и резонансы, которые более опасны и не устраняются обычными методами. Это определяет актуальность проведения комплекса расчетно-экспериментальных исследований.

Цель исследования состоит в снижении динамической нагруженности фрикционных элементов управления на основе изучения процессов формирования резонансных колебаний дисков, оценке их динамической устойчивости и обосновании основных направлений отстройки параметрических колебаний.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

1. Составление расчетной схемы и математической модели системы «Двигатель-трансмиссия – транспортная машина» для оценки динамической нагруженности фрикционных элементов в процессе движения машины.
2. Разработка расчетной схемы и математической модели нелинейной системы «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)». Имитационное моделирование динамики нелинейной системы и расчет характеристик возмущающих факторов, действующих на фрикционный диск.
3. Создание метода определения модальных характеристик дисков трения как неоднородной системы с распределенной массой.
4. Анализ динамической устойчивости нелинейной системы «барабан – диск» на основе аппарата исследования параметрических колебаний.
5. Экспериментальная оценка условий возбуждения резонансных режимов в дисках фрикционов при ходовых и стендовых испытаниях, определение частотных характе-

ристик возмущений, действующих в системе, и модальных характеристик фрикционных дисков.

6. Обобщение результатов исследования, обоснование путей отстройки параметрических резонансов, обеспечивающих повышение долговечности дисков.

Методы исследования

Имитационное моделирование осуществляется на основе использования пакета прикладных программ MATLAB, определение частотных характеристик дисков и оценка их долговечности выполняется в программном пакете ANSYSWorkbench. Исследование устойчивости параметрических резонансов ведется на основе математической модели нелинейной системы дифференциальных уравнений. Нелинейная функция момента от угловой деформации относительно барабана определяется экспериментально. На основе имитационного моделирования динамики системы определен спектр частот возмущения, формируемый нелинейностью. Анализ устойчивости и определение путей повышения долговечности ведется по дифференциальному уравнению Матье и диаграмме Айнса-Стретта. Экспериментальные исследования динамики нелинейной системы осуществляются в процессе ходовых испытаний транспортной машины, оснащенной гидромеханической трансмиссией. Обработка экспериментальных данных проводилась с использованием программных пакетов Mathcad и PowerGraph. Частотные характеристики дисков в неисследованном ранее частотном диапазоне определяются на специально созданном стенде, реализующем метод неразрушающего контроля.

Научная новизна работы заключается в разработке комплекса математических моделей существенно нелинейной системы, отличающихся тем, что при расчете учитываются модальные характеристики дисков трения как объектов с распределенной массой и неоднородными физико-механическими свойствами, а аналитическое определение собственных частот дисков выполнено на основе уравнения волновых процессов. Выдвинута и обоснована гипотеза о причинах малоизученного явления усталостного разрушения металлической основы фрикционных дисков вследствие резонансов, пластических деформаций сопрягаемых деталей. Изучены и установлены новые закономерности возбуждения параметрических резонансов на основе исследования динамики нелинейной системы, обоснованы способы исключения резонансов при вынужденных и параметрических колебаниях. Новизна технических решений подтверждена патентами РФ на изобретения и полезные модели.

Практическая ценность. Установленные новые закономерности формирования динамической нагруженности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин при параметрических резонансных режимах являются основой дополнения и совершенствования методики проектного расчета фрикционных дисков, учитывающей сложное взаимодействие в нелинейной системе. Это позволяет сократить объем доводочных испытаний при разработке новых трансмиссий и повысить долговечность существующих в процессе их модернизации.

На защиту выносятся:

1. Математическая мультифункциональная модель моторно-трансмиссионной установки транспортной машины, отличающаяся тем, что в нее дополнительно включены электронные и гидравлические блоки управления двигателем и трансмиссией при переходных процессах.

2. Математическая модель существенно нелинейной системы «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)», отличающаяся тем, что учет нелинейного взаимодействия элементов системы позволяет определить амплитудно-частотные характеристики периодических возмущений в не рассматриваемом ранее диапазоне частот. Установленные возмущения являются источником возбуждения резонансных режимов фрикционных дисков трения, рассматриваемых как объект с распределенной массой и неоднородными физико-механическими свойствами, определяемыми их пространственными модальными характеристиками.
3. Закономерности возбуждения параметрических резонансов во фрикционных дисках на основе исследования динамики нелинейной системы.
4. Способы исключения резонансов при вынужденных и параметрических колебаниях, возбуждаемых в дисках, на основе снижения параметра модуляции жесткости системы путем фильтрации возмущений (или) целенаправленной вариации частотных характеристик системы.
5. Патентованные технические решения по определению модальных характеристик и повышению долговечности дисков трения путем исключения параметрических резонансных режимов.
6. Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики сложной нелинейной системы и условий возбуждения параметрических резонансов.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований отражены в двух отчетах по ОКР, переданных в ОАО «СКБМ», г. Курган отчетах о НИОКР, подготовленных по результатам выполнения государственных контрактов №7826р/11397 от 15.04.2010, №9874р/11397 от 11.01.2012 с Федеральным государственным бюджетным учреждением «Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере», при выполнении проекта №2714 «Колебания, динамическая устойчивость и долговечность фрикционных дисков системы управления трансмиссий транспортных средств специального назначения», выполняемому по госзаданию Минобрнауки РФ (номер госрегистрации в ЕГИСУ НИОКР № 01201461775). Результаты диссертационной работы также использованы в учебном процессе при подготовке студентов специальности 190110.65 в МГТУ им. Н.Э. Баумана и в Курганском государственном университете, что подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Достоверность

Достоверность научных результатов работы подтверждается корректностью постановки задач и применяемых методов нелинейной теории колебаний, изложенных в фундаментальных трудах отечественных и зарубежных ученых. При решении поставленных задач эффективно используются методы системного анализа, теории управления, методы математического программирования, а также результаты имитационного моделирования на ЭВМ и экспериментальных исследований.

Научные положения диссертации обоснованы и подтверждены сопоставлением результатов расчета с данными экспериментальных исследований.

Результаты численного моделирования динамики системы с использованием разработанных математической модели, согласуются с экспериментальными данными в исследуемом частотном диапазоне. Расхождение, наблюдаемое по частоте и ам-

плитуде момента, не превышает 7...10%, что связано с отклонением начальных условий при моделировании.

Апробация работы. Основные положения и материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались: на конгрессах FISITA 2010-2012-2014; на научных конференциях, проводимых ОИМ НАН Беларуси; в международной школе молодых ученых «Нелинейная динамика машин «School-NDM»»; на XVII Симпозиуме «Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем «DYVIS-2012» (Москва – Клин) в 2012 году; на международном конгрессе «International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport» (Минск) в 2010 г.; на XXV, XXVI Международной инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов в ИМАШ РАН (МИКМУС) (Москва) в 2013, 2014 гг.; на научно-технической конференции «Броня – 2013» (Омск) в 2013 г.; на XVI и XVII Всероссийской научно-практической конференции РАРАН (Санкт-Петербург) в 2013, 2014 гг. В полном объеме диссертация была обсуждена и одобрена на научных семинарах кафедр СМ-9, СМ-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 22 научные работы (из них 4 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; в изданиях, входящих в международную систему цитирования SCOPUS – 2), общим объемом 3,935 п.л.. Получено 4 патента РФ на изобретения и полезные модели.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов работы и выводов по работе, списка литературы из 80 наименований. Работа содержит 158 страниц машинописного текста, включая 49 рисунков, 7 таблиц, и приложения на 67 стр..

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В первой главе (Состояние вопроса, обоснование задач исследования и предлагаемые подходы их решения) проведен анализ конструкций современных дисковых фрикционных устройств и условий их работы. Рассмотрены характерные виды разрушения дисков трения. Проведен анализ существующих методик расчета фрикционных элементов трансмиссий. Рассмотрены новые виды разрушения дисков трения. Выдвинута и обоснована гипотеза о вероятных причинах выхода их из строя за ограниченный срок эксплуатации.

Исследованию процессов функционирования, диагностики технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса фрикционных элементов транспортных машин, а также разработке методов синтеза оптимального управления фрикционными элементами посвящены работы А. В. Чичинадзе, Е. А. Чудакова, А. Г. Гинзбурга, В.П. Тарасика, С.А. Рынкевича, В.М. Шарипова, В.Б. Держанского, В.Ф. Ягубова и др. В работах А. С. Антонова, И. М. Зальцмана, А.И. Гришкевича, Л.Г. Красневского, В.А. Зайцева, М.Г. Жучкова, Р.Н. Королькова, А.А. Куприянов, И.П. Ксеновича, А.Д. Онопко,

ученых и специалистов МГТУ им. Н. Э. Баумана, МАМИ, ВНИИТРАНСМАШ, ВА БТВ, НАТИ, БНТУ (БПИ), ОИМ НАН Беларуси и др. изложены вопросы расчета и конструирования фрикционных элементов, обоснованы методы их проектирования.

В конструкциях современных и перспективных гидромеханических, электро-механических и гибридных трансмиссиях транспортных машин наибольшее распространение получили дисковые фрикционные устройства (муфты и тормоза), обеспечивающие управление потоками мощности.

В настоящее время разработаны отраслевые методики и стандарты проектного расчета фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин, которые предусматривают расчет следующих параметров:

- геометрические размеры дисков, их число в пакете в зависимости от передаваемого момента, выбранных материалов;
- коэффициент запаса в буксующем и включенном фрикционе;
- долговечности фрикциона по износу дисков трения;
- термодинамический расчет дисков трения;
- расчет термических деформаций, приводящих к формоизменению дисков трения (коробление и усадка и др.);
- необходимый удельный расход масла для смазки дисков трения;
- момент сопротивления и потери мощности в разомкнутом фрикционном узле, работающем в масле.

Исходными данными для расчета являются режимы нагружения фрикциона, определяемые динамикой переходных процессов с учетом выбранного закона управления. Тем не менее, фрикционы трансмиссий транспортных машин имеют минимальную долговечность. Опыт эксплуатации трансмиссий транспортных машин и испытания опытных образцов свидетельствуют о высокой динамической нагруженности, ограничивающей долговечность деталей, в частности фрикционных дисков. Анализ характерных повреждений фрикционов показал, что разрушения происходят вследствие изнашивания, а также изменения формы (коробление) дисков из-за их перегрева. Наряду с этим, в отдельных случаях, в конструкциях опытных трансмиссий, а также серийно выпускаемых, в том числе мировыми лидерами, наблюдаются усталостные разрушения дисков и повышенные пластические деформации на сопрягаемых поверхностях, приводящие к нарушению их функционирования.

Следует отметить, что наиболее значимые результаты по исследованию ограниченной долговечности дисков в транспортных машинах, оснащенных ступенчатыми трансмиссиями и дизельными двигателями, получены специалистами ВНИИТМ (В.А. Зайцев, М.Г. Жучков, Р.Н. Корольков). В диссертационной работе И.А. Тараторкина рассматривается ограничение долговечности фрикционных дисков гидромеханических трансмиссий. Металлографический анализ разрушенных дисков показывает, что образование трещин носит усталостный характер, который проявляется за ограниченное время опытной эксплуатации, что возможно вследствие возникновения высокочастотных колебаний. Установлено, что разрушение дисков возможно вследствие резонансных режимов, генерируемых энергетической установкой и гидродинамическими процессами в трансмиссии. В этой же работе обоснован метод исключения резонансных режимов на основе исследования вынужденных колебаний и резонансов в линейной системе.

Приведенные выше результаты применимы для механических систем, упругая характеристика которых является линейной. В реальных конструкциях ведущий барабан элементов планетарных рядов (эпицикл, солнечная шестерня или водило) трансмиссии соединяется с дисками по подвижной посадке, обеспечивающей осевое перемещение дисков в процессе включения-выключения фрикционов. Раскрытие зазора в зубчатом соединении приводит к нелинейности характеристики упругого взаимодействия ведущего барабана с диском. Как известно, высокочастотное ударное взаимодействие диска с барабаном порождает колебания в широком спектре частот, что приводит к высокой динамической нагруженности дисков и ее цикличности. В настоящей работе выдвигается и обосновывается гипотеза об ограничении долговечности из-за возбуждения резонансных режимов в нелинейной системе. Работа посвящена исследованию условий возбуждения резонансов в рассматриваемой нелинейной системе, обоснованию направлений их исключения.

Во второй главе (Теоретическое исследование динамической нагруженности дисков фрикционных элементов) приводится мультифункциональная модель моторно-трансмиссионной установки транспортной машины, отличающаяся тем, что дополнительно включены электронные и гидравлические блоки управления двигателем и трансмиссией при переходных процессах: динамическая модель существенно нелинейной системы «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)»; расчет частотных характеристик возмущающих факторов и определение пространственных модальных характеристик фрикционных дисков; результаты имитационного моделирования динамики нелинейной системы и их анализ. В работе показано, что в рассматриваемой нелинейной системе возбуждаются опасные параметрические колебания и резонансы в широкой области частот, на основе аппарата исследования параметрических колебаний (уравнение Матье и диаграмма Айнса-Стретта) анализируется их устойчивость и обосновываются направления их исключения.

На основе исследования динамических процессов в трансмиссии транспортной машины поразработанной модели моторно-трансмиссионной установки определены условия возбуждения резонансов периодической составляющей момента двигателя на установившихся режимах, а при переходных процессах – вследствие вариации упруго-инерционных параметров при изменении структуры динамической системы.

Аналитическое исследование динамики нелинейной системы

Исследованием динамики существенно нелинейной системы «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)» ведется на основе расчетной схемы ВНИИТМ, приведенной на Рисунке 1, а.

На схеме введены следующие обозначения: J_d, J_{IT}, J_b, J_o – моменты инерции двигателя, гидротрансформатора, барабана и диска; c_1, c_2 – жесткость гасителя дотрансформаторной зоны и входного вала трансмиссии, соответственно; $M(\varphi_4 - \varphi_3)$ – нелинейная упругая характеристика взаимодействия диска с ведущим барабаном; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – соответствующие обобщенные координаты инерционных масс. При этом движение элементов описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

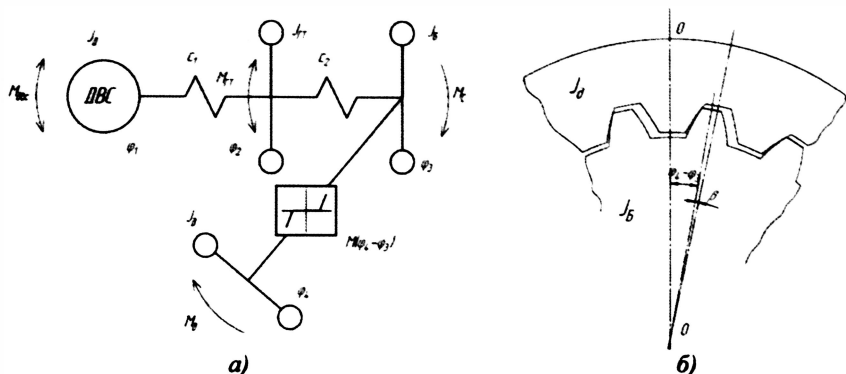


Рис. 1. Расчетная схема нелинейной системы
а – структура системы; б – соединение барабана с диском

$$\begin{cases} J_D \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = H_0 + H_1 \sin(\omega_1 t + \alpha_1) \\ J_{ГТ} \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_2 - \varphi_1) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{ГТ} \sin(\omega_m t + \alpha_m) \\ J_B \ddot{\varphi}_3 + b(\varphi_3 - \varphi_4) - c_2(\varphi_3 - \varphi_2) + M(\varphi_4 - \varphi_3) = M_C \\ J_D \ddot{\varphi}_4 - b(\varphi_4 - \varphi_3) - M(\varphi_4 - \varphi_3) = M_0 \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе H_i, ω_i, α_i – соответственно амплитуды, частоты и начальные фазы моторных гармоник двигателя; M_C – приведенный момент сопротивления движению; M_0 – момент ведения фрикциона при вращении диска (см. Рис. 1, а). Отличие предложенной модели заключается введением периодической составляющей момента $M_{ГТ}$, формируемой турбиной гидротрансформатора.

В расчетной схеме соединение фрикционных дисков с барабаном осуществляется по подвижной посадке с центрированием по диаметру делительной окружности зубьев с гарантированным зазором, обеспечивающим осевое перемещение дисков относительно барабана при включении – выключении. Расчетная схема зубчатого соединения диска с барабаном приведена на Рисунке 1, б).

Нелинейная функция – зависимость момента от угловой координаты, схематизирована и принимается симметричной с зазором, т.е.

$$M(\varphi_4 - \varphi_3) = \begin{cases} 0 & \text{при } |\varphi_4 - \varphi_3| \leq \beta, \\ c_0 \cdot |\varphi_4 - \varphi_3| \cdot \text{sign}(\varphi_4 - \varphi_3) & \text{при } |\varphi_4 - \varphi_3| > \beta, \end{cases}$$

параметры которой β определяется по чертежно-технической документации ($\beta = 0,3$ град), а c_0 – жесткость пары «зуб диска – зуб барабана» $c_0 = 6,845 \cdot 10^4 \text{ Н.м/радиана}$ основе моделирования напряженно-деформированного состояния зубчатого зацепления диска с барабаном тормоза Т2 опытной трансмиссии «Синтез» для транспортного средства КамАЗ с колесной формулой 6×6 и 8×8с коэффициентом неравномерности распределения нагрузки между зубьями зацепления.

Результаты моделирования динамики системы приведены на Рисунке 2.

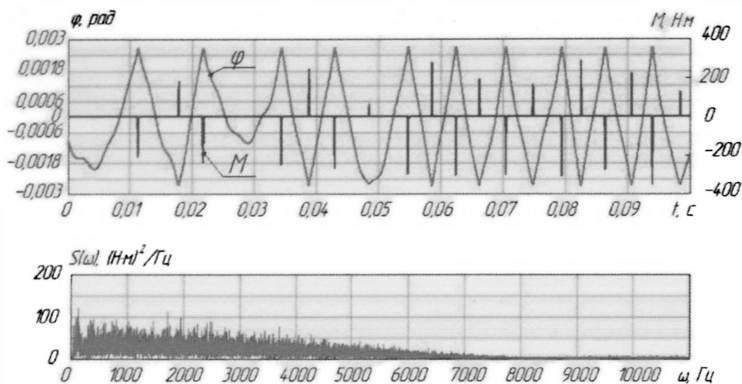


Рис.2. Результаты моделирования динамики системы

Результаты численного решения системы (1) показывают, что нелинейное высокочастотное ударное взаимодействие диска с барабаном, как сплошных твердых тел с моментами инерции J_b , J_d , порождает широкий спектр частот возмущения (от 0 до 6000 Гц) со значительной мощностью. При этом спектр частот перекрывает диапазон собственных частот и форм колебаний диска как системы с распределенными параметрами. Это может привести к возникновению резонансных колебаний диска. Для определения путей исключения возможных резонансов проводится соответствующий анализ. Эта задача решается на основе исследования математической модели системы как нелинейной двухмассовой системы, включающей барабан с приведенными к нему моментами инерции турбины и деталей планетарного ряда – комплект i дисков, соединенных зубчатым зацеплением с зазором. Введением координаты относительного углового перемещения $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ модель приводится к виду нелинейного дифференциального уравнения (2)

$$J_{\text{пр}} \ddot{\varphi} + b\dot{\varphi} + M(\varphi) = M(t), \quad (2)$$

где $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции ($J_{\text{пр}} = \frac{J_b J_d i_d}{J_b + J_d i_d}$); b – коэффициент диссипации, зависящий от частоты, амплитуды колебаний и площади петли гистерезиса, возникающей вследствие не вполне упругого соударения диска о барабан ($b = 4,5 \text{ Н.м.с}$); $M(t)$ – временная функция момента возмущения, формируемого дизельным двигателем, гидродинамическими процессами в межлопаточном пространстве трансформатора, а также пульсацией давления рабочей жидкости в системе подпитки; J_d – момент инерции диска; i – количество дисков. Момент инерции J_b , приведенный к барабану, включает инерционность турбины, вращающихся деталей планетарных рядов трансмиссии и элементов управления. При расчете этого параметра принимается ряд допущений. В связи с этим, значение J_b определяется по экспериментальным данным – по частоте собственных колебаний в динамической системе.

Анализ устойчивости периодических решений нелинейной системы

Решение нелинейного уравнения (2) является неоднозначным и возможно существование нескольких стационарных режимов с различными амплитудами $\varphi_i = \varphi_i(t)$, в том числе неустойчивых.

Анализ устойчивости выполняется с использованием аппарата параметрических колебаний. Для этого математическая модель (2) приводится к форме уравнения Матье:

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega_0^2 \left[1 - \frac{(q_0 - q_{cm})\cos(pt)}{q_{ст}} \right] \varphi = 0. \quad (3)$$

В этом уравнении $\varepsilon = \frac{b}{2J_{np}}$ – параметр диссипации; ω_0^2 – квадрат частот свободных колебаний нелинейной системы, соответствующий значению коэффициента гармонической линеаризации q_{cm} ; p – частота внешнего возмущения.

Параметр глубины модуляции жесткости $2\mu = \frac{q_{д(А)} - q_{см(А)}}{q_{ст(А)}}$, где числитель представляет собой жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде колебаний барабана, определяемой по экспериментальным данным, а знаменатель представляет собой жесткость упругого взаимодействия «барабан-диск» при амплитуде, соответствующей моменту ведения вращающихся дисков. Значения $q_{д(А)}$ и $q_{ст(А)}$ определяются методом гармонической линеаризации характеристики нелинейного упругого взаимодействия диска с барабаном.

Вводя параметры глубину модуляции жесткости μ и частоту его изменения p , уравнение Матье без учета диссипации приводится к виду:

$$\ddot{\varphi} + [a - 2h\cos(2\tau)]\varphi = 0. \quad (4)$$

В этом уравнении a и h параметры (абсцисса и ордината) диаграммы Лайнса-Стретта $= \left(\frac{2\omega}{p}\right)^2$; $h = a\mu$; $2\tau = pt$. Такое представление позволяет анализировать устойчивость параметрических колебаний по диаграмме Лайнса-Стретта (см. Рис. 3) по расположению на диаграмме точек с известными координатами a и h . На рисунке прямая 1 характеризует функцию $h = a\mu$ рассматриваемой динамической системы ($p=1200$ и 680 Гц, $\mu = 1,275$).

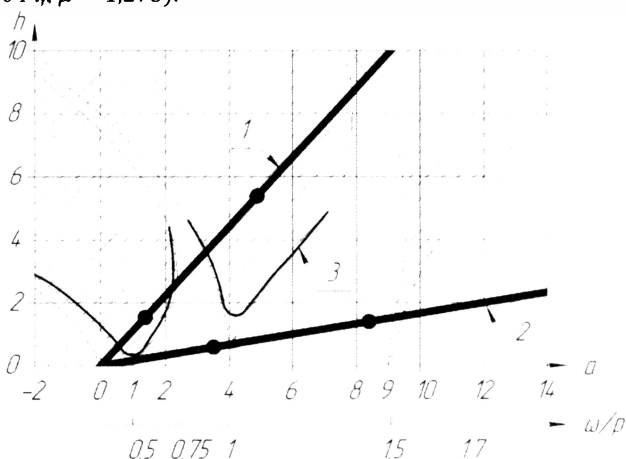


Рис.3. Диаграмма Айнса-Стретта для исследуемой системы

Как следует из диаграммы, практически во всем диапазоне частот линия 1 находится в области неустойчивости (на Рисунке 3 эта область заштрихована). Для бо-

лее корректной оценки возможности резонансных колебаний при исследовании учтено затухание, связанное с диссипацией в системе. При этом установлено, что с увеличением затухания области неустойчивости смещаются выше оси абсцисс и, используя демпфирование, можно полностью исключить параметрические колебания, если глубина модуляции не достигает областей неустойчивости. Для исследуемой системы наиболее реальным путем является снижение параметра глубины модуляции μ до 0,1.

Собственные частоты фрикционного диска как кругового металлического кольца определены на основе волновой теории по уравнению:

$$\omega = \omega_k = \frac{K(K^2 - 1)}{\sqrt{K^2 + 1}} \sqrt{\frac{EI}{m_0 R^4}}, \quad (5)$$

где K - целое число, определяющее количество волн, укладываемыхся на длине кольца $2\pi R$ ($K=1, 2, \dots, N$); I - моментом инерции прямоугольного сечения кольца; m_0 - погонная масса; E - модуль упругости второго рода; R - средний радиус кольца. Однако, конструкция ФД является многокомпонентной, сочетающей в себе металлический диск, металлокерамические накладки, адгезионные слои, то есть различные материалы с различными нелинейными физико-механическими свойствами. Кроме того, на одной из торцевых поверхностей ФД выполняется зубчатый венец. Собственные частоты ФД, состоящих из неоднородных материалов, определены на основе численного моделирования с использованием программных пакетов SolidWorks и ANSYS Workbench. Формы колебаний диска при $K=2$ и $K=3$ приведены на Рисунке 4.

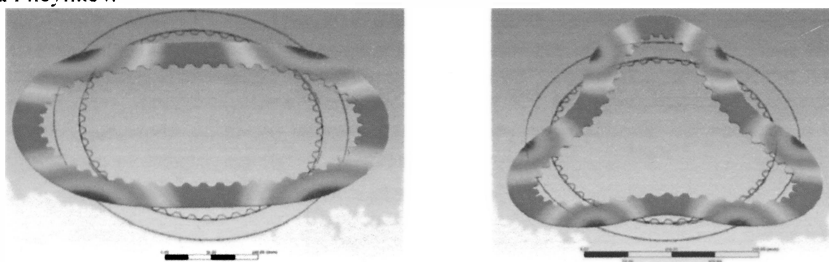


Рис. 4. Формы колебаний металлокерамического диска

Из приведенных данных следует, что собственные частоты ФД находятся в диапазоне частот возмущений рассматриваемой системы и, следовательно, резонанс дисков возможен. Достоверность построения модели ограничивается точностью описания нелинейного взаимодействия между элементами ФД (стальным кольцом и металлокерамическими накладками), формируемого адгезионными слоями. В связи с этим, результаты численной оценки собственных частот ФД необходимо корректировать с учетом экспериментальных данных, полученных при испытаниях на специальном стенде с использованием метода неразрушающего контроля – по реакции диска на гармонический сигнал регулируемой частоты.

Анализ результатов численного моделирования позволяет прогнозировать возможность возникновения резонансных режимов ФД гидромеханических транс-

миссий, уточнить методику проектного расчета, а также решать обратную задачу по исключению резонансных режимов.

В третьей главе (Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии и определение модальных характеристик фрикционных шестов/приводятся результаты экспериментального определения общей нагруженности трансмиссии транспортной машины, спектральных характеристик колебательных процессов, метод, конструкция стендов и результаты экспериментального определения модальных характеристик фрикционных дисков, а также результаты определения спектра частот возмущения, формируемых гидромеханической трансмиссией).

Экспериментальные исследования динамической нагруженности опытной гидромеханической трансмиссии выполнены в процессе ходовых испытаний транспортной машины с колесной формулой 6×6. Спектры частот возмущения, формируемых гидромеханической трансмиссией, и модальные характеристики ФД определены при стендовых испытаниях.

Проведенные испытания образцов колесной машины с опытной трансмиссией свидетельствуют о высокой динамической нагруженности из-за резонансов на установившихся режимах, ограничивающей долговечность деталей, в частности ФД. При этом на установившемся режиме при движении на 5 – 6 передачах наблюдаются колебания картера трансмиссии с амплитудой $9,8 \dots 15,0 \text{ м/с}^2$, основные колебания сосредоточены в не исследованном ранее диапазоне частот $700 \dots 730 \text{ Гц}$. Выдвинутая выше гипотеза о возбуждении гидротрансформатором высокочастотных резонансных колебаний подтверждается тем, что при блокировке гидротрансформатора спектральная плотность виброускорений является «белым» шумом, т.е. колебания происходят в широком спектре частот, без резонансов.

Оценка корректности допущений, принятых при аналитическом определении модальных характеристик ФД, осуществляется на основе сопоставления с экспериментальными данными. Для этого разработаны конструкции стендов, функционирование которых основано на методе неразрушающего контроля. Первый стенд с использованием пьезоакселерометров (патент № 122171) – для определения частот и форм колебаний в одной плоскости. Второй стенд с использованием сканирующего лазерного Доплеровского виброметра, выполненного в виде трех лазерных головок – для определения модальных характеристик дисков в пространстве.

Результаты расчетного и экспериментального определения модальных характеристик диска приведены на Рисунке 5.

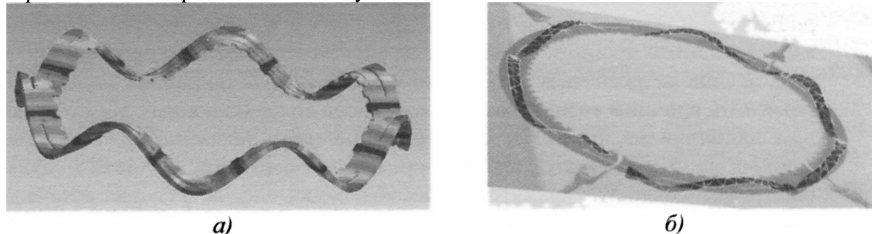


Рис.5. Пространственные модальные характеристики диска: а – результат расчетного определения (собственная частота 1169 Гц), б – результат экспериментального определения (собственная частота 1100 Гц)

Установленная разность значения частот (до 5%) является основанием для уточнения параметров нелинейных характеристик взаимодействия фрикционных накладок с металлической основой диска и корректировки математической модели нелинейного взаимодействия барабана с диском при прогнозировании возбуждения параметрических резонансов.

Корректность определения спектра высокочастотного возмущения, формируемого гидротрансформатором, выполнена при исследовании двух гидротрансформаторов различной конструкции и типоразмеров, но с одинаковым числом лопаток колес (1 ТК XV-380 и ГТ-430) на стенде тормозного типа, используемого для определения преобразующих свойств гидротрансформатора. В процессе испытаний регистрировались следующие параметры: вращающие моменты на входе и выходе, давление рабочей жидкости и частота его пульсаций на входе в ГТ. Установлено, что ГТ является источником высокочастотного возмущения, формируемого в межлопаточном пространстве и давлением пульсации, порождаемого насосом его подпитки (например, при частоте вращения турбины 1500 об/мин, частоте вращения двигателя 1800 об/мин, $k_I=22$, $k_H=28$, частота возмущающего момента от пульсаций рабочей жидкости системы подпитки ГТ составляет 225 Гц, частота возмущающего момента от межлопаточного взаимодействия составляет 1540 Гц).

В четвертой главе (Обобщение результатов теоретического и экспериментального исследований) приводится сопоставление теоретических и экспериментальных данных, обоснование путей отстройки параметрических резонансов, обеспечивающих повышение долговечности дисков и основные направления совершенствования методики проектного расчета фрикционных дисков.

При сравнении результатов имитационного моделирования по математической комбинированной модели моторно-трансмиссионной установки транспортной машины с экспериментальными данными, полученными при ходовых испытаниях автомобиля КамАЗ-43106 с колесной формулой 6×6 установлено, что наибольшие значения динамического момента наблюдаются при переходных процессах трогания с места, блокировки гидротрансформатора и переключения передач. Отклонение амплитудных значений момента отличается на величину не более 8 %, что связано с точностью задания начальных условий. При движении транспортной машины в трансмиссии наблюдаются резонансные режимы в дотрансформаторной зоне (установившийся режим), во фрикционных элементах трансмиссии при переходных процессах переключения передач и блокировке гидротрансформатора, вызванных периодической составляющей момента двигателя и изменением упруго-инерционных характеристик в процессе изменения структуры трансмиссии (при переключении передач). Однако из анализа результатов моделирования по данной модели не удалось объяснить причины возникновения резонансов во фрикционных дисках в выключенном состоянии последних. В то же время, значения динамических моментов, действующих на ФД, используются при определении параметра глубины модуляции при оценке устойчивости параметрических колебаний дисков. Условия возбуждения резонансных режимов определяются на основе сопоставления результатов экспериментального исследования с результатами исследования математической модели суще-

ственно нелинейной системы «энергетическая установка – преобразователь момента – элементы механической трансмиссии (барабан и фрикционный диск)».

Из результатов ходовых испытаний транспортной машины с опытным образцом гидромеханической трансмиссии следует, что резонансные режимы во фрикциях возбуждаются на собственных частотах ФД. Источником возбуждения высокочастотных крутильных колебаний существенно нелинейной системы являются непериодические составляющие момента, формируемые ДВС (при заблокированном ГТ), гидродинамические процессы в ГТ, в том числе в системе его подпитки (при разблокированном ГТ) и др. Это соответствует результатам моделирования чetyрехмассовой существенно нелинейной системы и является причиной ограничения долговечности ФД.

Совпадение с приемлемой точностью результатов теоретического и экспериментального определения возмущений в системе, модальных характеристик ФД, результаты анализа устойчивости параметрических колебаний по диаграмме Айнса-Стретта позволяют предложить следующее направление исключения резонансных режимов: варьирование собственных частот дисков и (или) отстройка возмущений на основе введения низкочастотных фильтров колебаний.

Варьирование собственных частот ФД возможно в соответствии с приведенным уравнением (5). Однако физико-механические свойства (модуль упругости E , плотность материала ρ определяющая погонную массу m , соответственно и скорость звука в материале E/ρ) для используемых материалов диска стабильны, а варьирование геометрическими параметрами (J, R) ограничено условиями компоновки фрикционных дисков в картере трансмиссии.

Эффективным путем варьирования собственной частоты является «разрушение» кратности числа волн, укладываемых на длину диска, например, выполнением радиальных надрезов. Также возможно изменение собственных частот диска путем выполнения равномерных сверлений по площади, что не приведет к изменению формы колебаний, однако снизит собственные частоты (патент на изобретение № 2499927). Эффективность выполнения надрезов определена экспериментально и теоретически. Установлено, что при выполнении данных мероприятий спектр собственных частот дисков существенно изменяется.

При теоретическом исследовании установлено, что динамическая устойчивость нелинейной системы может быть обеспечена при снижении параметра глубины модуляции жесткости до 0,1. Это возможно реализовать введением фильтра низкочастотных колебаний, который не пропустит на барабан высокочастотные возмущения, сгенерированные двигателем, гидротрансформатором либо другим источником возмущения. Данный аналитический вывод, полученный на основе анализа диаграммы Айнса-Стретта, подтверждается при выполнении численного моделирования по модели (1).

При этом установлены требуемые значение параметра глубины модуляции и собственной частоты системы, обеспечивающие расширение области устойчивости. Для рассматриваемой системы снижение параметра глубины модуляции μ до значения 0,1 (график 2 на Рисунке3) позволяет существенно сузить диапазон частот возникновения параметрических резонансных колебаний. Вариация параметра глубины модуляции μ реализуется введением фильтра низкочастотных колебаний, который осуществляет фильтрацию высокочастотных возмущений, генерируемых в системе и

виброзащиту барабана. В соответствии с этим синтезируется низкочастотный фильтр. Результаты синтеза реализуются, например, в виде разработки упруго-фрикционного демпфера, устанавливаемого между турбинным колесом гидротрансформатора и входным валом механической коробки передач.

На Рисунке 6 приведены результаты моделирования динамики нелинейной системы (1), после выполнения мероприятий по отстройке параметрических резонансных колебаний в соответствии с предлагаемым способом (направлена заявка на изобретение).

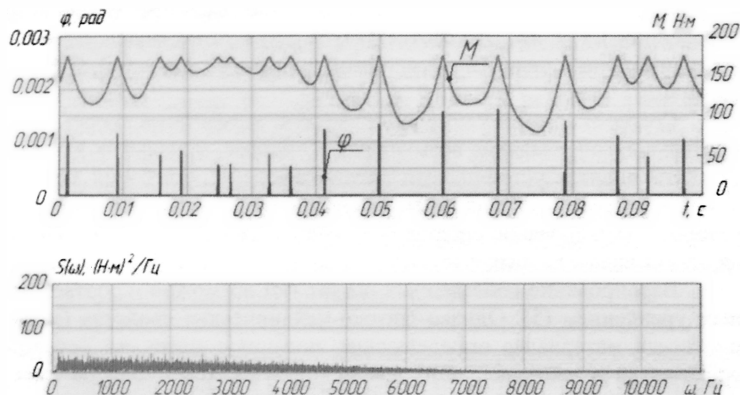


Рис. 6. Результаты моделирования динамики нелинейной системы «двигатель – гидротрансформатор – барабан – диск», после выполнения мероприятий по отстройке параметрических резонансных колебаний

Из сопоставления результатов моделирования (см. Рис. 2 и Рис. 6) видно, что мощность спектральной плотности возмущения, генерируемого системой, сокращается по сравнению с исходной в 2,5 раза, а амплитуда момента снижается до 3 раз.

Для подтверждения полученного вывода было проведено экспериментальное исследование, которое подтверждает идею фильтрации высокочастотного возмущения при помощи низкочастотного фильтра. Объектом исследования была опытная гидромеханическая трансмиссия. Испытания проводились на тормозном стенде. Результаты испытаний подтверждают эффективность предложенного метода по исключению параметрических резонансных колебаний в нелинейной системе за счет установки гасителя крутильных колебаний в качестве низкочастотного фильтра. Оценка усталостной долговечности конструкции диска показала, что при отстройке параметрических резонансов предложенным способом ресурс дисков повышается в несколько раз.

На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований, оценки корректности принятых допущений, для повышения долговечности фрикционных дисков методику проектного расчета предлагается ввести следующие блоки:

1. Оценка спектра возмущений в существенно нелинейной системе по математической модели (1).
2. Определение модальных характеристик фрикционных дисков.

3. Приведение модели к форме уравнения Матье и определение параметров диаграммы Айнса-Стретта.
4. Оценка области устойчивости параметрических колебаний дисков, определение допустимого уровня параметра глубины модуляции возмущающего момента
5. Синтез низкочастотного фильтра и разработка его конструкции.
6. Оценка долговечности фрикциона в рассматриваемой системе.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. На основе проведенного исследования в данной работе научно обоснована и решена задача снижения динамической нагруженности фрикционных дисков трансмиссий транспортных машин путем исключения параметрических резонансных режимов, что позволяет обеспечить повышение долговечности фрикционных дисков и сопрягаемых с ними деталей трансмиссий транспортных средств специального назначения.

2. В работе изложены научно обоснованные технические и технологические решения и разработки, имеющие существенное значение для развития отрасли транспортного машиностроения.

3. При решении сформулированных в работе задач на основе теоретического и экспериментального исследования разработаны научно обоснованные методы и способы снижения динамической нагруженности и повышения долговечности фрикционных дисков. Установлены новые закономерности реализованных научно обоснованных методов:

- метод расчета и экспериментального определения спектра собственных частот ФД как конструкции с распределенными параметрами, состоящих из материалов с различными физико-механическими свойствами в неисследованном ранее диапазоне частот;

- на основе определения области устойчивости параметрических колебаний дисков обоснован способ исключения параметрических резонансов путем синтеза низкочастотного фильтра и вариации частотных характеристик фрикционных дисков. Для объекта исследования параметр глубины модуляции уменьшен в 12 раз;

- предложены способы корректировки спектра собственных частот фрикционных дисков, позволяющие отстраивать резонансные режимы.

4. Проведенные экспериментальные исследования динамической нагруженности ГМТ транспортной машины специального назначения и статистическая обработка результатов подтверждает адекватность разработанной математической модели динамики нелинейной системы «Двигатель – гидротрансформатор – элементы трансмиссии», погрешность моделирования не превышает 10%.

5. На основе анализа результатов выполненных стендовых и ходовых испытаний установлено, что основными источниками, возбуждающими параметрические колебания дисков, являются: колебания момента энергетической установки; гидродинамические процессы в межлопаточном пространстве ГТ; пульсации давления рабочей жидкости в системе подпитки; нелинейная упругая характеристика взаимодействия диска с барабаном.

6. На основе выполненных исследований разработан ряд рекомендаций по выбору параметров фрикционов и синтезу специальных гасителей, обеспечивающих сниже-

ние динамической нагруженности при функционировании трансмиссии транспортной машины, позволяющих повысить её долговечность.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации основных научных результатов:

1. Тараторкин А.И. Параметрические колебания дисков фрикционов управления трансмиссией транспортной машины // Машиностроение и инженерное образование, 2015. № 1. С. 40 - 51. (0,7 п.л.).
2. Тараторкин А.И. Снижение динамическойнагруженности фрикционов гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Труды НАМИ: сб. науч. ст. М.: Наука, 2015. Вып. 260. С. 178 – 189. (0,5 п.л.).
3. Динамическая нагруженность фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин / А.И. Тараторкин А.И [и др.] // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. № 09. С. 181 – 200. (0,75 п.л./0,25 п.л.).
4. Отстройка резонансных режимов фрикционов трансмиссий многоцелевых гусеничных и колесных машин / А.И. Тараторкин [и др.] // Вестник академии военных наук. М.: ФГУП Военное издательство МО РФ, 2013. №4. С. 96 – 108. (0,5 п.л./0,15 п.л.).

Изда-я, входящие в базу цитирования SCOPUS:

5. Dynamic Loading Reduction of Multiplate Clutches Lined Plates of the Vehicle Powertrain / A. I. Taratorkin [et. al.] // SAE Technical Papers. SAE, 2014. №2014-01-2332. P. 1 – 5. (0,3п.л./0,1 п.л.).
6. Taratorkin A.I., Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A. Decrease in dynamic loading of transmission elements of the vehicle // Lecture Notes in Electrical Engineering. Springer, 2013. P. 495 – 504. (0,45п.л./0,15 п.л.).

Патенты:

1. Пат. RU122171 Российская Федерация, МПК G 01 Н 9/00. Стенд для определения спектра собственных частот металлокерамических дисков гидромеханических трансмиссий / А.И. Тараторкин [и др.]; заявл. 22.06.2012; опубл. 20.11.12. Бюл. № 32.
2. Заявка на полезную модель Российской Федерации №2015106397 , МПК G 01 Н 9/00. Стенд для определения пространственных модальных характеристик фрикционных дисков гидромеханических трансмиссий / А.И. Тараторкин [и др.]; заявл. 25.02.2015.
3. Пат. RU2549343 Российской Федерации, МПК F16 Н 47/08, F 16 Н 3/44. Гидромеханическая коробка передач / А.И. Тараторкин [и др.]; заявл. 19.07.2013; опубл. 27.04.15. Бюл. № 12.
4. Пат. RU2549344 Российской Федерации, МПК F16 Н 47/08, F 16 Н 3/44. Гидромеханическая коробка передач / А.И. Тараторкин [и др.]; заявл. 19.07.2013; опубл. 27.04.15. Бюл. № 12.