

На правах рукописи

ЗАЙЦЕВ Александр Русланович

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ДВОЙНОГО
СЦЕПЛЕНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ**

Специальность 05.02.05 – Роботы, мехатроника и
робототехнические системы

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Тимофеев Андрей Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Мусалимов Виктор Михайлович

кандидат технических наук, доцент
Терешин Валерий Алексеевич

Ведущая организация: ЦНИИ Робототехники и
технической кибернетики

Защита состоится 29 октября 2013 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 при ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет». Автореферат размещён на сайте <http://www.spbstu.ru>

Автореферат разослан 26 сентября 2013 г.

Учёный секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук, профессор

Евграфов А.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

1. Актуальность темы диссертации

В автомобилях, оснащённых двигателями внутреннего сгорания, на время переключения скоростей сцепление разрывает кинематическую связь двигателя с трансмиссией. В этот период прекращается разгон автомобиля, и двигатель работает вхолостую. В 1939 году французским изобретателем Адольфом Кергессе был предложен первый вариант так называемого двойного сцепления, которое позволяет устранить указанный недостаток. Одно сцепление устанавливается в кинематической цепи предыдущей ступени передач, а второе – в следующей ступени в ряде передаточных отношений (большей или меньшей). Процессы размыкания цепи предыдущей ступени передач и замыкания следующей ступени накладываются во времени. В результате существенно сокращается длительность процесса переключения скоростей, экономится потребляемое топливо и снижается уровень выбросов в атмосферу углекислого газа.

По виду трения двойные сцепления разделяют на сухие (работают в воздушной среде) и мокрые (погружены в масляную ванну). Оба типа двойных сцеплений в настоящее время успели получить широкое распространение. Данная диссертационная работа посвящена исследованию только мехатронных систем сухих фрикционных двойных сцеплений (здесь и далее для краткости просто двойных сцеплений).

Двойное сцепление является мехатронной системой, состоящей из механизма сцепления (объекта управления), привода (электрического, гидравлического или комбинированного принципа) и блока автоматического управления. Двойное сцепление, в свою очередь, входит в состав роботизированной коробки переключения передач (КПП) (рисунок 1).

Механизм двойного сцепления состоит из двух независимых кинематических цепей, ведущих к дифференциалу моста автомобиля. Во время движения автомобиля коленчатый вал двигателя I вращает фрикционную коробку двойного сцепления II. При закрытии первого сцепления через веду-

ший вал IV включаются первая, третья, пятая или седьмая передачи. Вторая, четвёртая, шестая и задняя передачи включаются при закрытии второго сцепления и подачи момента на ведущий полый вал III. В соответствии с включённой передачей оба ведущих вала передают момент к ведомым валам V, VI и VIII соответственно. Все три ведомых вала КПП соединены с главной передачей дифференциала X.

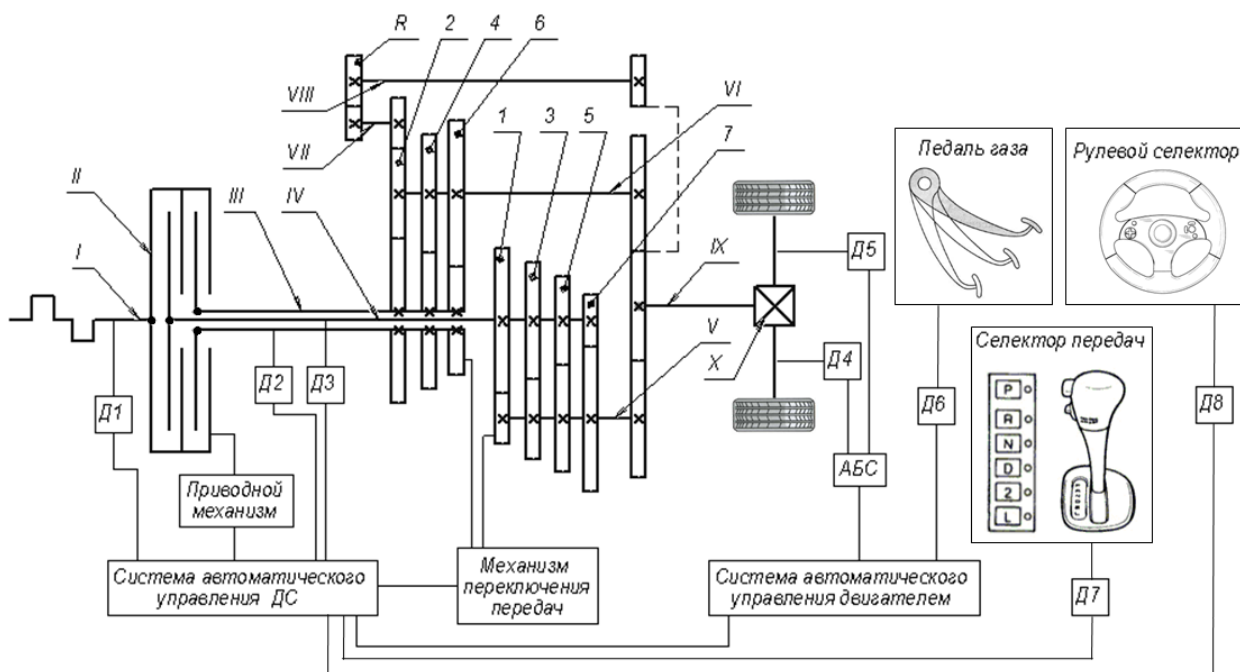


Рисунок 1: Принципиальная схема роботизированной КПП с механизмом двойного сцепления

Системы автоматического управления сцеплением и автомобилем в целом (САУ) обрабатывают сигналы, поступающие с датчиков (Д1-Д8). Сравнивая частоты вращения ведущих и ведомых валов, они определяют соответствующие разности частот вращения элементов двойного сцепления. Датчик положения педали газа сообщает о намерениях водителя (разгон/торможение). Из селектора передач поступает информация о заданном режиме движения («Winter», «Sport», и т.д.).

На основании полученных данных САУ принимает решение о необходимости переключения передачи, посылает сигнал в привод, который открывает одно сцепление и через адаптивно регулируемый интервал времени закрывает другое. Момент попеременно передаётся через первое и второе сцепления. Частичное совмещение во времени процессов открытия и закрытия

сцеплений обеспечивает практически непрерывную передачу движущего момента (рисунок 2), что является главным достоинством роботизированных КПП с механизмами двойных сцеплений.

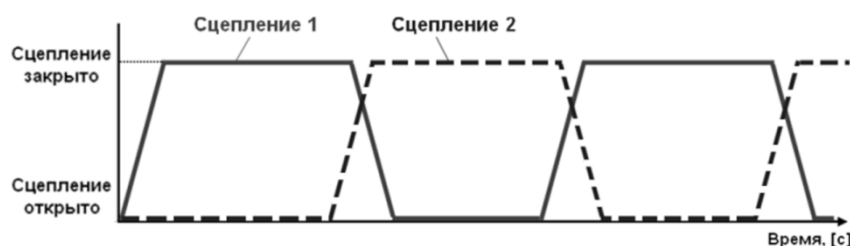


Рисунок 2: Цикловая диаграмма открытия-закрытия сцеплений при разгоне автомобиля

Разработка и анализ мехатронных систем двойного сцепления осложняются соревновательными процессами переключения передач. В один и тот же момент времени одна из муфт частично разомкнута, а другая частично замкнута. В этот момент из-за разницы передаточных отношений параллельных ветвей кинематических цепей происходит пробуксовка сцеплений. Передаваемый момент и скорость являются функциями от текущего состояния и параметров сразу двух механизмов сцепления и смежных ступеней передач. Для мехатронных устройств данного вида остро стоит проблема снижения износа и тепловыделения за счет оптимальной настройки средств автоматического управления, а также выбора рациональных схемных решений и оптимизации их конструктивных параметров.

В открытой печати публикации по теории мехатронных систем двойных сцеплений до сих пор представляют большую редкость и не носят системного характера. Тем не менее, нельзя не отметить, что решением различных задач, связанных с вопросами автоматического управления автомобильными трансмиссиями, оснащёнными фрикционными сцеплениями, занимались учёные: Айзерман М.А., Гивартовский Л.А., Воронин Н.Н., Захарик Ю.М., Карунин А.Л., Кретов А.В., Петров В.А., Румянцев Л.А., Bataus M.V., Chunsheng N., Jinsung K., Schäfer, M., Seibum B.C. и другие.

Ведущими производителями мехатронных систем двойных сцеплений на сегодняшний день являются фирмы BorgWarner, Getrag, LuK и другие, для

которых инновации в данной области являются одним из приоритетных направлений коммерческой деятельности.

Таким образом, **актуальность темы диссертационной работы** определяется перспективностью мехатронных систем двойных сцеплений и необходимостью теоретического обоснования выбора их схемных и параметрических решений.

2. Цели и задачи работы

Основной **задачей** работы является теоретическое обоснование выбора схемных решений и конструктивных параметров мехатронных систем двойного сцепления, а также оптимизация алгоритмов их автоматического управления с **целью** улучшения топливно-экономических, тягово-скоростных и экологических характеристик автомобиля.

3. Основные положения, выносимые на защиту

- Разработанная математическая модель кинематики мехатронной системы двойного сцепления, обеспечивающая основной канал обратной связи автоматического управления по нагрузочным характеристикам.
- Разработанная математическая модель динамики двойного сцепления, позволяющая анализировать влияние внешних динамических возмущений на нагрузочные характеристики и управление двойного сцепления.
- Сформированные законы автоматического управления приводом, позволяющие адаптироваться к износу фрикционных накладок.
- Предложенная методика оптимизации алгоритмов автоматического управления мехатронной системой сцепления по критериям долговечности фрикционных накладок и тягово-скоростным характеристикам автомобиля.

4. Методы исследований

В ходе выполнения работы использовались методы теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, теории автоматического управления и теории колебаний.

При выборе и обосновании предлагаемых математических моделей применялся натурный эксперимент и компьютерное моделирование методом

конечных элементов в программе Ansys. При проведении на компьютере численных расчетов, выполнении сложных аналитических преобразований и для построения графиков, использовался программный пакет Matlab, а также языки программирования C++ и .NET в среде Microsoft Visual Studio Express.

5. Научная новизна работы заключается в следующем:

- Предложены математические модели кинематики и динамики мехатронных систем двойных сцеплений, необходимые для настройки системы автоматического управления по нагрузочным характеристикам.
- Получены зависимости нагрузочных характеристик мехатронной системы двойного сцепления от геометрических и упруго-диссипативных параметров его элементов.
- Сформированы законы управления привода, позволяющие адаптироваться к износу фрикционных накладок.
- Сформулирована методика настройки САУ мехатронной системы двойного сцепления для случаев последовательного и стандартного режимов переключения передач.
- Предложены методы измерений и комплект оснастки для экспериментального определения осевых жёсткостей деталей и сборочных подгрупп механизма двойного сцепления.

6. Достоверность результатов

Достоверность результатов, содержащихся в диссертации, подтверждена корректным использованием математического аппарата теоретической механики, результатами экспериментальных исследований, а также сходимостью результатов расчётов, полученных с помощью математического моделирования, с результатами компьютерных симуляций, базирующихся на использовании метода конечных элементов.

7. Практическая ценность работы

Выполненные в диссертации исследования доведены до практической реализации в виде пакета расчётных прикладных программ и инженерных

рекомендаций, предназначенных для решения задач конструирования, оптимизации и анализа мехатронных систем двойного сцепления.

Разработанные автором методики и математические модели успешно применяются фирмой LuK GmbH & Co. KG при проектировании и оптимизации мехатронных систем двойных сцеплений, устанавливаемых в автомобилях ведущих автомобилестроительных фирм.

8. Апробация работы и публикации

Основные положения диссертационной работы докладывались в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете на кафедре «Автоматы», на фирме LuK GmbH & Co. KG в городе Бюль, Германия, а также на третьей международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование» в Санкт-Петербурге.

Диссертационная работа выполнена автором самостоятельно, её основные результаты представлены в четырёх научных публикациях.

9. Структура и объём работы

Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объём работы составляет 168 страниц, включая 5 таблиц, 87 рисунков, приложение – 2 страницы. Список литературы включает 107 источников.

I. СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В **первой главе** диссертации определяются границы объекта исследования, формулируется круг решаемых задач и накладываемых ограничений. Рассматривается взаимодействие привода сцепления с исполнительным механизмом во время процесса переключения передач (рисунок 3).

Анализируются проблемы автоматического управления, возникающие в процессе эксплуатации мехатронной системы двойного сцепления, последствия принятия неправильных управленческих решений, возможный потенциал оптимизации конструкции.

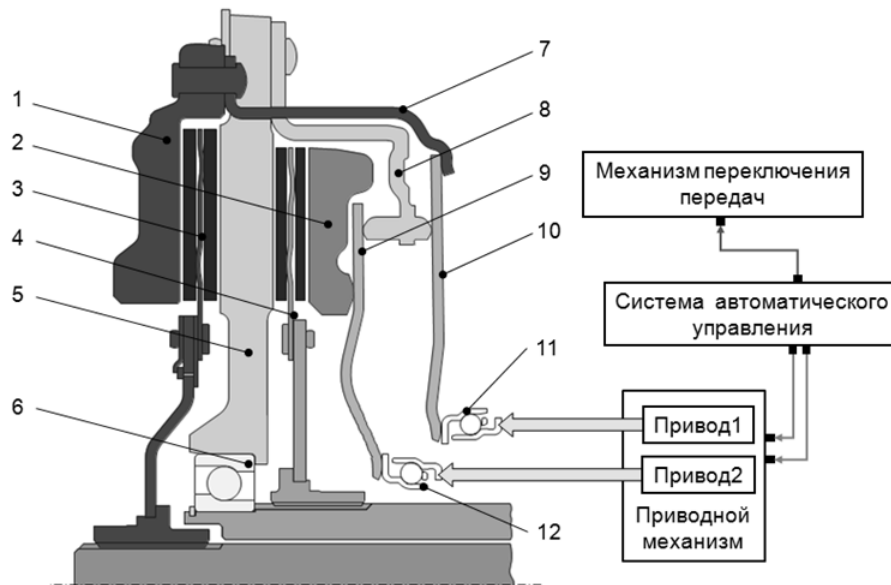


Рисунок 3: Изображение половины сечения двойного сцепления
 1, 2 — нажимные диски; 3, 4 — фрикционные (ведомые) диски; 5 — центральная плита;
 6 — центральный подшипник; 7 — кожух сцепления; 8 — корзина сцепления;
 9, 10 — диафрагменные пружины; 11, 12 — выжимные подшипники привода.

Анализируются связи системы управления с приводом и механизмом сцепления (рисунок 4).

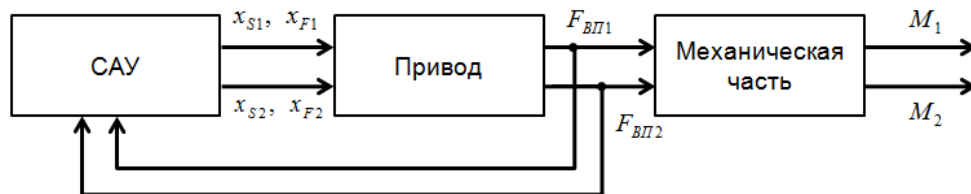


Рисунок 4: Структурная схема информационных и управляющих связей в мехатронной системе двойного сцепления: x_S , x_F — требуемые положения выжимных подшипников привода, $F_{ВП1}$, $F_{ВП2}$ — управляющие приводные усилия, M_1 , M_2 — моменты, передаваемые двойным сцеплением.

Показывается, что для эффективного управления величинами передаваемых моментов M_1 , M_2 по значению приводных усилий $F_{ВП1}$, $F_{ВП2}$, необходимо определить передаточные функции, которые представляют собой нагрузочные характеристики обоих сцеплений:

$$\begin{aligned} M_1 &= f(F_{ВП1}, F_{ВП2}), \\ M_2 &= f(F_{ВП1}, F_{ВП2}). \end{aligned} \quad (1)$$

Зависимости (1) при существующих рабочих прототипах определяются из натурных испытаний. Однако на ранних этапах проектирования для правильной параметризации САУ необходимо математическое моделирование сцепления.

Во **второй** главе формируется квазистатическая математическая модель кинематики механической части системы двойного сцепления. В качестве основных допущений принимаются: осесимметричность конструкции, отсутствие перекосов и эксцентриситетов, незначительное влияние силы тяжести, пренебрежимо малая скорость процессов открытия и закрытия сцеплений.

Получены уравнения равновесия сил и моментов обоих сцеплений при произвольном положении выжимных подшипников приводных механизмов. Полученная система уравнений численно решается с помощью программного пакета Matlab.

На основании разработанной модели определены расчётные нагрузочные характеристики двойного сцепления при заданных геометрических и упругих параметрах его функциональных элементов (рисунок 5).

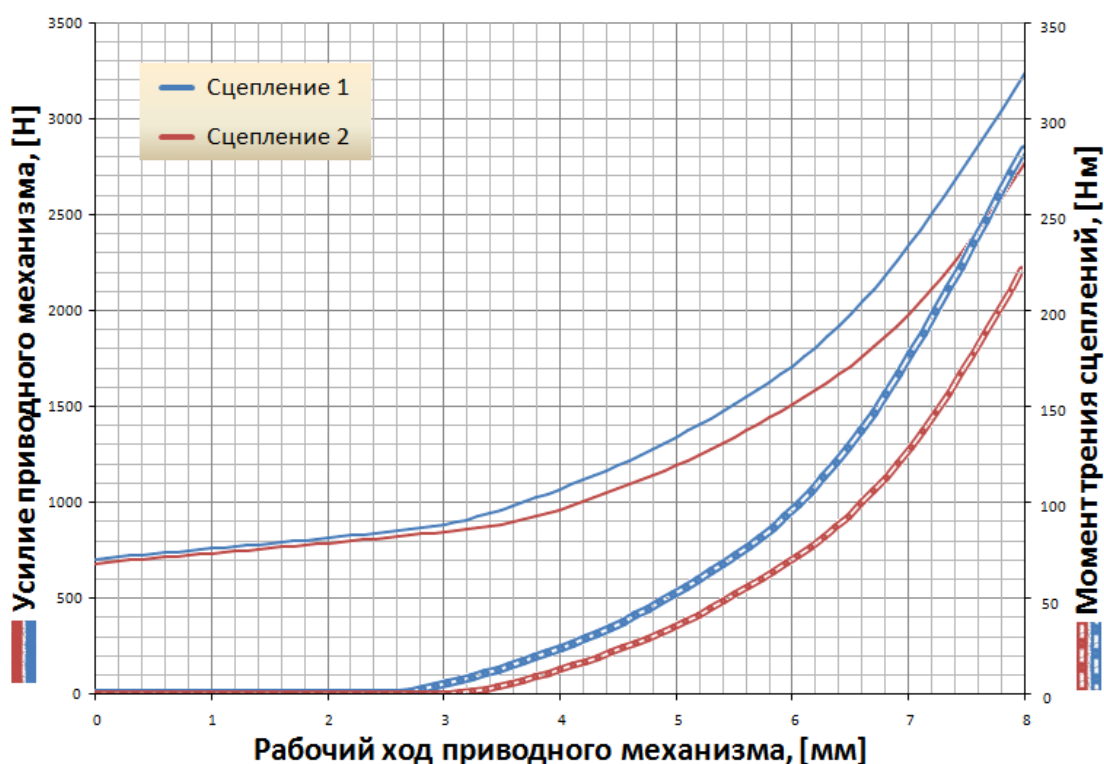


Рисунок 5: Расчётная зависимость моментов и усилий на выжимных подшипниках в зависимости от рабочего хода привода

В **третьей** главе формируется эквивалентная расчетная колебательная модель с сосредоточенными параметрами, адекватно описывающая динамическое поведение реальной системы двойного сцепления. Модель приводится

к цепному виду с перекрёстными связями, а все её колебательные элементы получают сквозную нумерацию (рисунок б).

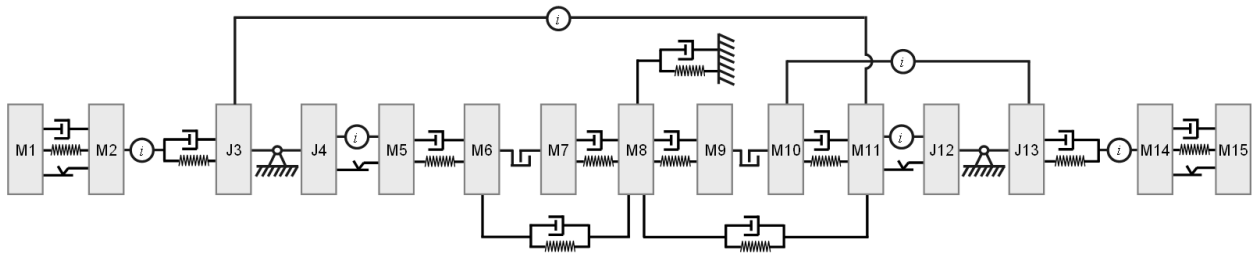


Рисунок б: Эквивалентная расчётная схема для анализа осевой динамики механизма двойного сцепления M1 — выжимной подшипник первого сцепления; M2 — лепестки диафрагменной пружины первого сцепления; J3 — внутренний диаметр силового кольца диафрагменной пружины; J4 — внешний диаметр силового кольца диафрагменной пружины; M5 — кожух сцепления; M6 — нажимной диск первого сцепления; M7 — фрикционный диск первого сцепления; M8 — центральная плита; M9 — фрикционный диск второго сцепления; M10 — нажимной диск второго сцепления; M11 — корзина двойного сцепления; J12 — внешний диаметр силового кольца диафрагменной пружины; J13 — внутренний диаметр силового кольца диафрагменной пружины; M14 — лепестки диафрагменной пружины второго сцепления; M15 — выжимной подшипник второго сцепления.

Для исследуемой модели составлена особая форма уравнений Лагранжа с «лишними» координатами:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = Q_i + \sum_{j=1}^m \Lambda_j h_{ji}, \quad (2)$$

где: q_i — обобщённые координаты; Q_i — внешние силы; T — общая кинетическая энергия системы; Π — общая потенциальная энергия системы; Φ — диссипативная функция Релея; Λ_i — множители Лагранжа; h_{ji} — функции соответствующих реакций связей; $m=11$ — количество реакций связей.

Для удобства анализа динамического поведения системы, уравнения (2) представлены в матричном виде. Для этого определяются структуры матриц инерции, диссипации и упругости, а также в аналитическом виде формулируются все голономные связи, накладываемые на исследуемую колебательную систему. Итоговая система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \underline{M} \cdot \ddot{\underline{q}} + \underline{C} \cdot \dot{\underline{q}} + \underline{B} \cdot \underline{q} + \underline{G}^T \cdot \underline{\Lambda} = \underline{Q}, \\ \underline{G} \cdot \underline{q} = 0 \end{cases}, \quad (3)$$

где: \underline{q} , $\dot{\underline{q}}$, $\ddot{\underline{q}}$, \underline{Q} — векторы-столбцы обобщённых координат, скоростей, ускорений и внешних сил; \underline{M} — диагональная матрица инерции; \underline{C} и \underline{B} — симметричные тридиагональные матрицы жёсткости и диссипации с пере-

крестными связями; \underline{G} — матрица коэффициентов связей; $\underline{\Lambda}$ — вектор множителей Лагранжа.

С помощью полученной модели динамики двойного сцепления решена задача о свободных колебаниях, определяются выражения для нахождения собственных частот системы и построения форм свободных колебаний. Анализируется поведение системы при вынужденных колебаниях.

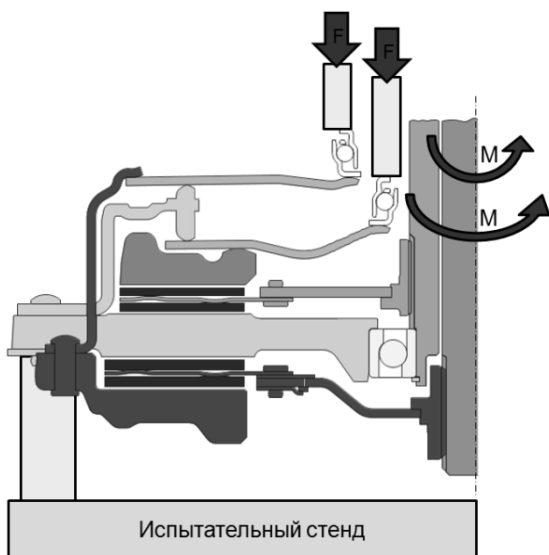


Рисунок 7: Схема измерений нагрузочных характеристик

В четвертой главе проводится экспериментальное исследование системы двойного сцепления.

Измерены геометрические и упругие характеристики отдельных деталей и сборочных узлов. Нагрузочные характеристики сцепления измерены после его сборки (рисунок 7).

Распределение податливости между конструктивными элементами выявлено параллельными эксперименту расчетами основных деталей сцепления методом конечных элементов в программном пакете Ansys. Максимальная абсолютная ошибка расхождения экспериментальных и расчетных характеристик не превышает 3-5 %, что является достаточным для выработки законов управления двойным сцеплением на базе предлагаемой квазистатической модели.

Для верификации математической модели динамики сопоставлены расчётные значения собственных частот эквивалентной колебательной системы со значениями, полученными с помощью экспериментальных исследований прототипа (рисунок 8), расхождение не превышает 5%.

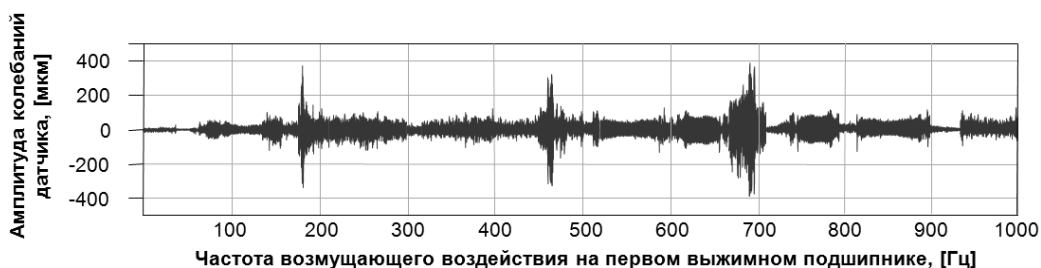


Рисунок 8: Амплитуда осевых колебаний первого нажимного диска при различных частотах возмущающего воздействия на первом выжимном подшипнике при полностью закрытом втором сцеплении

Пятая глава. На основании практических наблюдений, потребительского опыта, а также опыта ряда сервисных центров классифицированы основные виды неисправностей, встречающиеся в мехатронных системах двойных сцеплений. Возможные отказы ранжируются по степени критичности.

Таблица: Последствия отказов отдельных элементов механизма двойного сцепления

Последствия отказов	Критичность
Заклинивание фрикционного диска	Высокая
Снижение максимально передаваемого вращательного момента	Низкая
Кратковременные провалы величины вращательного момента	Средняя
Проскальзывание сцепления при резком увеличении числа оборотов двигателя	Средняя
Возникновение задиров на фрикционных дисках	Средняя
Увеличение вибрации (биения) корпуса сцепления	Низкая
Перегрев нажимных дисков и центральной плиты	Средняя
Невозможность закрытия сцеплений	Высокая

В процессе эксплуатации двойного сцепления возникновение отказов возможно в одном из следующих случаев:

- превышение допустимых погрешностей изготовления деталей;
- превышение допустимого износа деталей;
- превышение допустимых значений внутренних напряжений в деталях;
- неудачное сочетание динамических параметров системы.

Выявлены наиболее критичные функциональные элементы: фрикционные диски, диафрагменные пружины и пакеты пластинчатых пружин.

На основании разработанной математической модели кинематики предложена методика определения допустимых погрешностей изготовления функциональных элементов механизма двойного сцепления.

Предложена методика адаптивной компенсации влияния износа фрикционных накладок на работу сцепления посредством коррекции автоматиче-

ского управления приводом сцепления. В общем виде формулируются законы управления положением выжимного подшипника привода в зависимости от величины износа фрикционных дисков (4).

$$\begin{aligned} x_S(\Delta) &= x_{SO} + W_O(F_{ВП}) \cdot \Delta, \\ x_F(\Delta) &= x_{FO} + W_O(F_{ВП}) \cdot \Delta, \end{aligned} \quad (4)$$

где: Δ — износ фрикционных дисков, измеряемый с помощью датчика усилия на выжимном подшипнике; x_S, x_F — скорректированные начальная и конечная позиции выжимного подшипника; $W_O(F_{ВП})$ — передаточная функция механической части двойного сцепления в зависимости от приводного усилия; x_{SO}, x_{FO} — номинальные позиции выжимных подшипников при отсутствии износа.

С помощью математической модели динамики оценивается величина пульсации передаваемого момента в зависимости от возмущающих динамических воздействий. По результатам проведённой динамической симуляции определяются амплитудно-частотные характеристики системы и расчётные значения передаваемых моментов (рисунок 9).

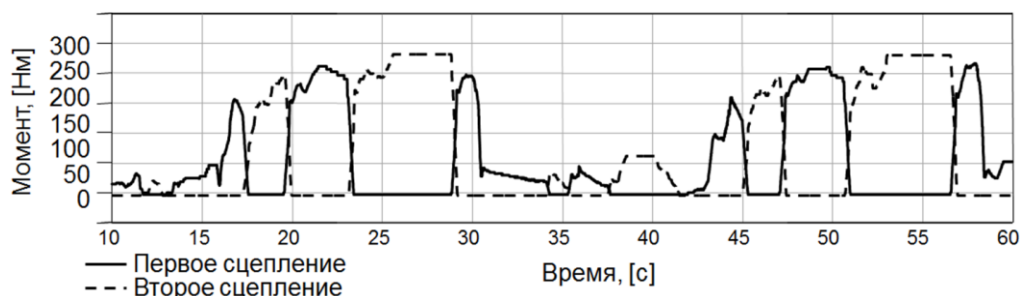


Рисунок 9: Расчётные моменты при заданном режиме движения автомобиля

Шестая глава. На рисунке 10 приведен алгоритм управления процессом переключения передач. Блок принятия решения «Следует переключить передачу?» представляет собой цепочку логических условий, оптимизированных по множеству критериев качества автомобиля. Шестая глава посвящена дополнению данного алгоритма рядом условий с помощью разработанных математических моделей. Цель исследования — более эффективное

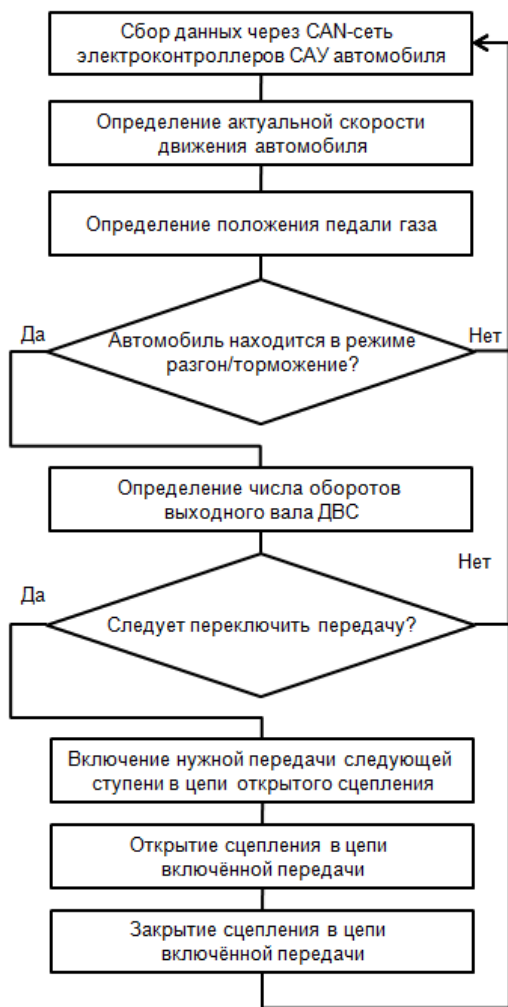


Рисунок 10: Алгоритм управления процессом переключения передач

принятие решений САУ о времени начала и длительности процессов переключения передач.

Степень синхронизации движений приводных механизмов во многом определяет эффективность автоматического управления двойным сцеплением. Для количественного описания данной величины вводится безразмерный коэффициент перекрытия K_{II} , определяющийся как отношение нормированных величин рабочего хода выжимных подшипников привода.

Для нахождения оптимального значения коэффициента перекрытия по ряду потребительских критериев качества (комфортабельность езды, динамичность разгона, экономичность потребления топлива,

и т.д.) вводится интегральный показатель:

$$Q_{\Sigma} = q_1 \cdot Q_{user}(K_{II}) + q_2 \cdot Q_Z(K_{II}, A_{B1}, A_{B2}) \quad (5)$$

где: Q_{Σ} — интегральный показатель качества двойного сцепления; Q_{user} — частный показатель качества, отражающий эксплуатационные эффекты; Q_Z — частный показатель качества, отражающий долговечность двойного сцепления; q_1, q_2 — экспертные весовые коэффициенты частных критериев; A_B — работа буксования — стандартный комплексный критерий оценки нагрузки фрикционных дисков, определяющийся по формуле (6):

$$A_B = \int_0^{t_6} M_C (\omega_D - \omega_B) dt \quad (6)$$

где: M_c — момент сил трения сцепления; t_b — время буксования (период от начала соприкосновения поверхностей трения до момента полной синхронизации ведущего и ведомого дисков); ω_d — угловая скорость ведущих элементов сцепления (коленчатого вала); ω_B — угловая скорость ведомых элементов сцепления.

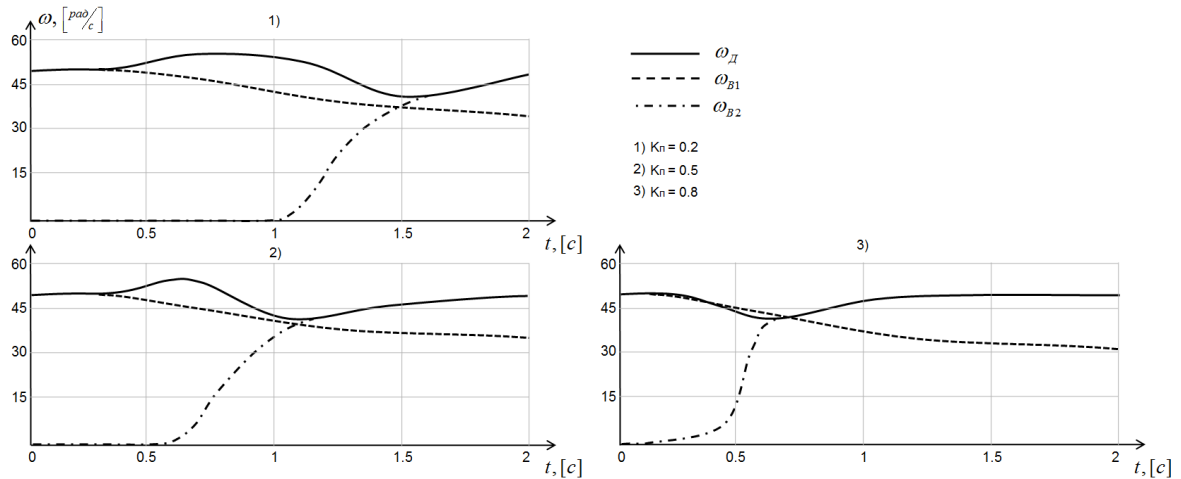


Рисунок 11: Результаты симуляции процесса переключения передач

На примере внешней скоростной характеристики двигателя автомобиля Škoda Rapid 1,2 TSI проведён ряд симуляций процесса переключения передач для различных значений коэффициента перекрытия (рисунок 11).

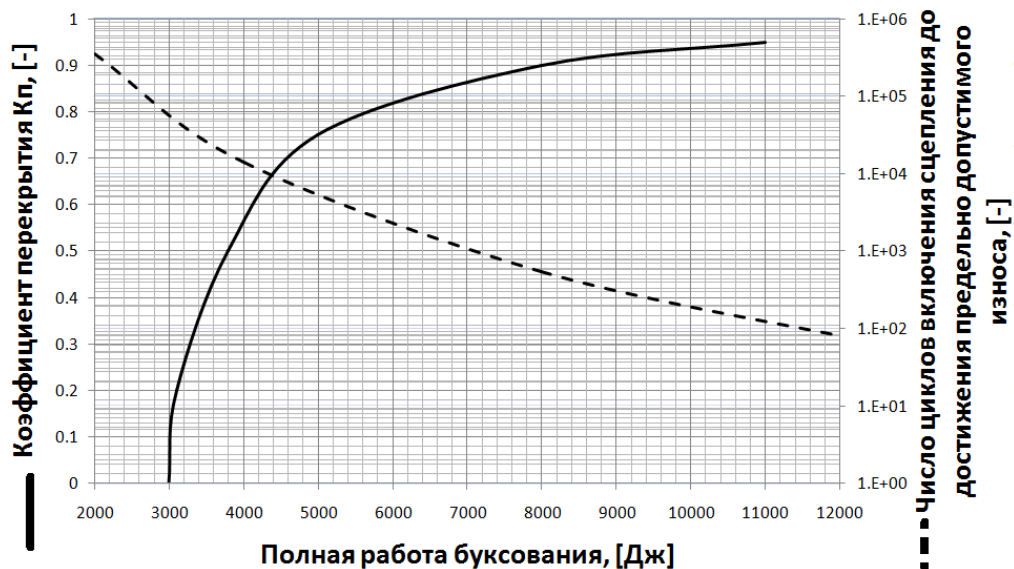


Рисунок 12: Зависимость коэффициента перекрытия (левая ось) и числа циклов включения сцеплений до достижения предельно допустимого износа (правая ось) от полной работы буксования

Для каждого расчётного варианта определена работа буксования, соотнесённая с мерой долговечности фрикционных накладок, выраженной чис-

лом циклов включения сцепления до достижения предельно допустимого износа (рисунок 12).

Представленный подход, базируясь на нагрузочной характеристике двигателя и разработанных математических моделях МСДС, позволяет формализовать качество управления с помощью выражения (5).

При определении весовых коэффициентов под конкретную эксплуатационную ситуацию по согласованию с заказчиком приходят к компромиссу между топливно-экономическими и тягово-скоростными характеристиками автомобиля с одной стороны и ресурсоёмкостью двойного сцепления с другой. Оптимальные значения экспертных весовых коэффициентов нужны для анализа альтернативных проектных решений, а в перспективе и для оперативной адаптации управления мехатронной системой двойного сцепления к текущим изменениям состояния и условий эксплуатации автомобиля.

Заключение. Проведенные в диссертации исследования позволили получить следующие основные результаты:

- Разработана математическая модель кинематики мехатронной системы двойного сцепления, обеспечивающая основной канал обратной связи по нагрузочным характеристикам при автоматическом управлении процессами закрытия и открытия сцеплений.
- Разработана математическая модель динамики мехатронной системы двойного сцепления, позволяющая определять собственные частоты и параметры режимов резонансных и околорезонансных колебаний с учетом диссипативных сил и нелинейностей системы.
- Проведено экспериментальное исследование мехатронной системы двойного сцепления, обеспечивающее верификацию разработанных математических моделей.
- Экспериментально исследованы нагрузочные характеристики сцеплений в зависимости от положения выжимных подшипников привода. Результаты их экспериментальных и теоретических исследований отличаются не более чем на 5%.

- Сформулированы и обоснованы законы автоматического управления положениями выжимных подшипников привода сцепления в зависимости от величины износа, позволяющие увеличить длительность эксплуатации системы двойного сцепления.
- Сформулирован упрощённый интегральный критерий качества автоматического управления мехатронной системой двойного сцепления во время соревновательного процесса переключения передач, представленный в виде суммы частных показателей качества с соответствующими экспертными весовыми коэффициентами.
- Разработана методика настройки алгоритмов САУ для случаев ручного (последовательного) и стандартного автоматического режимов переключения передач, которая позволяет оптимизировать качество управления двойным сцеплением по ряду потребительских показателей, при этом учитывая степень интенсивности износа фрикционных дисков, и как следствие, общую долговечность мехатронной системы двойного сцепления.

II. ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Зайцев А.Р. Исследование осевой динамики механизма сухого фрикционного двойного сцепления // Теория механизмов и машин. 2013. —Т.11. N.1., — с. 32-42.

Зайцев А.Р. Методика определения оптимальных параметров настройки системы управления сухим фрикционным двойным сцеплением // Механизация строительства, — 2013. — N.3., — с. 10-13.

Зайцев А.Р. Оптимизация алгоритмов настройки системы автоматического управления сухого фрикционного двойного сцепления // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-й Междунар. науч.-практ. конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – с. 725-733.

Зайцев А.Р. Исследование статического равновесия сухого фрикционного двойного сцепления // Механизация строительства, — 2013. — N.1., — с. 14-19.