На правах рукописи

НАГАЙЦЕВ Максим Максимович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА СИНХРОНИЗАЦИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В АВТОМАТИЧЕСКИХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ В КАЧЕСТВЕ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ

05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт» (НАМИ).

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Харитонов Сергей Александрович

Официальные оппоненты: **Держанский Виктор Борисович**
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет» (КГУ), заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики

Годжаев Захид Адыгезалович
доктор технических наук, профессор
ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (ФНАЦ ВИМ), заместитель директора по инновационной и внедренческой деятельности

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»**

Защита состоится « 14 » сентября 2017 г. в 14 ^{00} часов
на заседании диссертационного совета Д217.014.01 при ФГУП «НАМИ» по адресу: 125438, г. Москва, Автомоторная ул., д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте www.nami.ru по ссылке: http://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, ученому секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru

Автореферат разослан «05» июля 2017 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. История развития автоматических коробок передач легковых автомобилей, показывает стремление разработчиков к снижению расхода топлива и потери мощности при ее передаче от двигателя к ведущим колесам.

Как известно, подавляющее большинство автоматических коробок передач строится на основе планетарных механизмов, управляемых с помощью фрикционных элементов управления.

В начале двухтысячных годов в области автоматических коробок передач произошел существенный прорыв. Появились кинематические схемы планетарных механизмов, позволяющие реализовывать от семи до десяти передач переднего хода. Обусловлено это было, в первую очередь, борьбой за снижение расхода топлива и количества выбросов вредных веществ в атмосферу. Увеличение количества передач позволяет, прежде всего, обеспечить работу двигателя внутреннего сгорания в достаточно узком диапазоне частот вращения, соответствующих минимальному расходу топлива.

Одним из основных факторов, влияющих на величину потерь в трансмиссии с планетарной коробкой передач, является количество фрикционных элементов управления коробки передач, находящихся в выключенном состоянии. Чем меньше таких элементов управления, тем выше коэффициент полезного действия (КПД) коробки передач.

Для снижения потерь мощности, которые возникают в выключенных фрикционных элементах управления планетарных коробок передач, разработчики автоматических коробок передач постарались минимизировать количество таких элементов управления. Это обстоятельство привело к тому, что ведущие производители автоматических коробок передач (ZF, AW, JATCO и др.) перешли на кинематические схемы, обладающие четырьмя степенями свободы, поскольку в этом случае для получения жесткой кинематической связи ведущего и ведомого валов необходимо включать три элемента управления.

Следующим шагом в направлении снижения потерь мощности во фрикционных элементах управления был переход к использованию в качестве элементов управления несинхронизированных зубчатых муфт. Первой, и пока единственной фирмой, которая использовала в планетарных коробках передач несинхронизированные зубчатые муфты в качестве элементов управления, является немецкая фирма ZF.

В настоящее время ООО «КАТЕ» ведет разработку автоматической коробки передач (КАТЕ R932), обладающей четырьмя степенями свободы и позволяющей реализовать девять передач переднего хода. В качестве одного из элементов управления в этой коробке передач также используется зубчатая муфта.

Анализ возможности синхронизации этой зубчатой муфты положил начало данной работе.

Цель работы – разработка метода синхронизации зубатых муфт, в случае их использования в автоматических планетарных коробках передач в качестве элементов управления.

Задачи исследования. Для достижения цели работы определены и последовательно решены следующие основные задачи:

- проведен обзор и анализ информации, касающейся повышения эффективности автоматических планетарных коробок передач;
- проведена оценка возможности и определение способов синхронизации зубчатых муфт;
- разработан метод синхронизации зубатых муфт, в случае их использования в автоматических планетарных коробках передач в качестве элементов управления;
- проведены экспериментальные исследования, подтверждающие правомерность предложенного метода синхронизации зубчатых муфт;
- разработана математическая модель «двигатель - трансмиссия - внешняя среда», где в состав трансмиссии входит автоматическая планетарная коробка передач;
- проведена оценка качества переключений передач, в случае использования в автоматической планетарной коробке передач в качестве элементов управления несинхронизированных зубчатых муфт.

Методы исследования. При разработке диссертации применялось сочетание математического и физического моделирования с использованием методов теоретической механики, дифференциального и интегрального исчисления, теории дифференциальных уравнений, для анализа и оценки результатов моделирования. Методы экспериментальных исследований при подготовке и проведении испытаний автоматической планетарной коробки передач и при обработке полученных экспериментальных данных.

Научная новизна работы:

- Предложен метод синхронизации зубчатых муфт, используемых в автоматических планетарных коробках передач в качестве элементов управления.
- Разработана математическая модель системы «двигатель - трансмиссия - внешняя среда».
- Проведена оценка качества переключений в случае использования зубчатых муфт в качестве элементов управления.
- Выработаны предложения по снижению времени синхронизации зубчатых муфт, используемых в планетарных коробках передач в качестве элементов управления.

Практическая ценность работы:

- Разработан метод синхронизации звеньев зубчатых муфт, в случае их использования в планетарных коробках передач в качестве элементов управления.

- Даны рекомендации по определению элементов управления планетарной коробкой передач, для которых наиболее рационально использование несинхронизированных зубчатых муфт.
- Даны предложения по снижению времени синхронизации зубчатых муфт, используемых в планетарных коробках передач в качестве элементов управления.

На защиту выносятся:

- Метод синхронизации звеньев зубчатых муфт в случае их использования в автоматических планетарных коробках передач в качестве элементов управления.
- Математическая модель системы «двигатель - трансмиссия - внешняя среда».
- Результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Реализация результатов работы. На основе разработанного метода синхронизации зубатых муфт, для разрабатываемой автоматической планетарной коробки передач КАТЕ R932 были внесены технические предложения по замене некоторых дисковых фрикционных элементов управления на несинхронизированные зубчатые муфты. Полученные в ходе исследования результаты были учтены при разработке технического задания на проектирование автоматической коробки передач КАТЕ R932.

Результаты работы используются в учебном процессе кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также кафедры «Гусеничные машины и прикладная механика» Курганского государственного университета.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

- на 94-ой научно-технической конференции «Беспилотные транспортные средства: проблемы и перспективы» в 2016 г. (г. Нижний Новгород);
- на научно-техническом семинаре ФГУП «НАМИ» в 2017 г. (г. Москва);
- на научно-техническом семинаре кафедры СМ-9 «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2017 г. (г. Москва).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 научных работ в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание учёных степеней доктора и кандидата наук, получены 1 патент РФ на полезную модель и 6 патентов РФ на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы (59 наименований) и двух приложений. Работа изложена на 120 листах машинописного текста, содержит 78 рисунков, 17 таблиц и 2 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, определены цель и задачи исследования, сформулированы положения, выносимые на защиту, приведены основные научные и практические результаты.

В первой главе проведен анализ работ, в основном зарубежных, посвященных повышению эффективности системы «двигатель внутреннего сгорания - автоматическая коробка передач». Выявлены основные направления развития автоматических коробок передач. Следует отметить, что в виду новизны темы исследования, работы, посвященные вопросам синхронизации зубчатых муфт, используемых в автоматических коробках передач в качестве элементов управления, практически отсутствуют.

Задача снижения потерь мощности, которые возникают в выключенных фрикционных элементах управления, в мире решается двумя путями:

- за счет использования более рациональных кинематических схем, минимизируется общее количество фрикционных элементов управления;
- за счет перехода от кинематических схем, обладающих тремя степенями свободы, к четырехстепенным, которые позволяют снизить величину мощности, теряемую в свободно вращающихся фрикционных элементах управления, за счет увеличения числа фрикционных элементов, находящихся во включенном состоянии.

Следующим шагом стал переход к использованию в качестве элементов управления несинхронизированных зубчатых муфт (коробка передач ZF 9HP).

Проведенный анализ путей развития зарубежных автоматических коробок передач показал, что назрела необходимость разработки метода синтеза кинематических схем планетарных коробок передач, обладающих четырьмя степенями свободы.

В связи с этим в ООО «КАТЕ» были разработаны алгоритм и программный комплекс, позволяющий синтезировать кинематические схемы планетарных коробок передач, обладающих четырьмя степенями свободы, что позволило синтезировать кинематическую схему четырехстепенной девятиступенчатой планетарной коробки передач КАТЕ R932 (рис.1), предназначенной для использования на автомобилях, разрабатываемых ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» в рамках проекта единой модульной платформы («ЕМП»).

С целью снижения потерь мощности во фрикционных элементах управления автоматической коробки передач КАТЕ R932 было принято решение провести оценку возможности использования в ее составе, в качестве элементов управления, зубчатых муфт и разработать метод синхронизации таких муфт.

В заключении главы были сформулированы цель и основные задачи, решение которых необходимо для достижения этой цели.

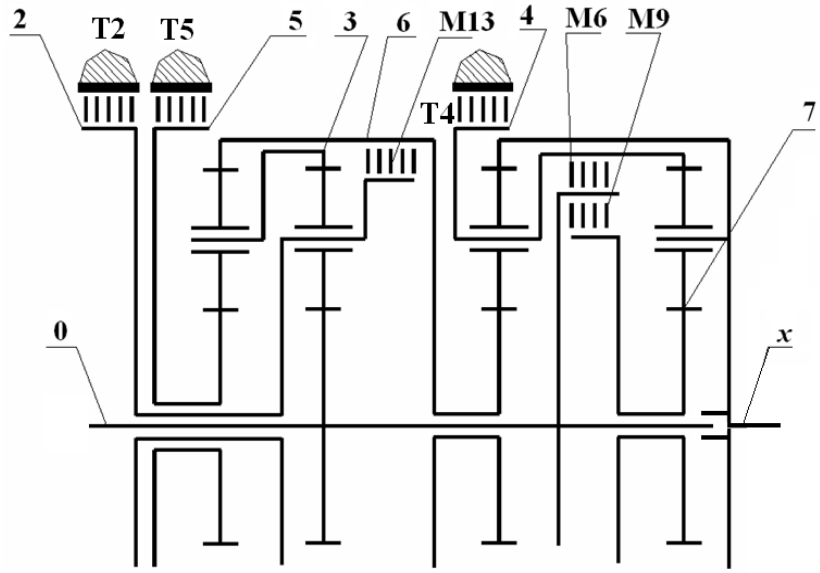

Рис.1. Кинематическая схема планетарной коробки передач КАТЕ R932

Во второй главе был проведен анализ принципиальной возможности синхронизации угловых скоростей звеньев, соединяемых элементами управления автоматической планетарной коробки передач КАТЕ R932, в случае использования зубчатых муфт вместо дисковых фрикционных элементов управления, а также была составлена математическая модель, для дальнейшей оценки динамических процессов, происходящих в системе «двигатель - трансмиссия – внешняя среда» во время переключений передач с помощью зубчатых муфт.

Так тормоз звена 4 (Т4) задействован на первой и второй передачах и передаче заднего хода. При разгоне включение тормоза Т4 осуществляется при неподвижном автомобиле, что не должно вызывать каких-либо проблем его включения на первой передаче и передаче заднего хода.

Из проведенного анализа кинематической схемы коробки передач было определено, что на третьей передаче угловая скорость звена 4 $\omega_4 = 0{,}25\omega_0$ (где ω_0 – угловая скорость ведущего звена коробки передач 0). Для безударного включения тормоза Т4 необходимо вывести угловую скорость звена 4 в нулевое значение.

Изменение относительной угловой скорости четвертого звена без разрыва потока мощности в коробке передач невозможно. Поэтому при переключении 3-2 необходимым условием уменьшения угловой скорости звена 4 до нулевого значения является установка в автоматической коробке передач нейтрали. Этот режим обеспечивается за счет выключения тормоза Т5, который в соответствии со схемой переключения передач должен быть выключен в процессе рассматриваемого переключения.

Учитывая, что тормоз Т5 находится в выключенном состоянии, определим возможность изменения угловой скорости четвертого звена до нулевого значения. Для этого используем уравнение кинематической связи четвертого планетарного ряда 7*x*4 (рис.1):

$$(1 - i_{74})\omega_{\text{x}} = \omega_7 - i_{74}\omega_4 \qquad (1)$$

где: i_{74} – внутреннее передаточное отношение этого планетарного ряда; ω_7 – угловая скорость звена 7; ω_x – угловая скорость ведомого звена *x*.

На третьей и второй передачах блокировочная муфта М9, соединяющая ведущее звено 0 со звеном 7, остается включенной, т.е. $\omega_7 = \omega_0$. И окончательно имеем:

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}}\omega_0 - \frac{1 - i_{74}}{i_{74}}\omega_x. \qquad (2)$$

Поскольку процесс переключения передач весьма кратковременен, то можно считать скорость автомобиля, а, следовательно, и частоту вращения ведомого вала коробки передач *x* в процессе переключения величинами постоянными, т.е. ω_x = *const* = 0,5 ω_0. Таким образом, в соответствии с уравнением (2) синхронизация зубчатой муфты тормоза Т4 возможна только лишь за счет изменения частоты вращения ведущего звена, которое жестко соединено с коленчатым валом двигателя.

Решение уравнения (2) показало, что для снижения угловой скорости звена 4 до нулевого значения необходимо увеличить частоту вращения ведущего звена в 1,5 раза по сравнению с его частотой на третьей передаче. Это значение полностью соответствует величине знаменателя геометрической прогрессии между третьей и второй передачами.

Блокировочная муфта М6 обеспечивает жесткую связь между ведущим звеном 0 и звеном 4, с шестой по девятую передачу. В этом случае синхронизацию муфты необходимо осуществлять для повышающего переключения с пятой передачи на шестую (5-6).

Для осуществления переключения 5-6 необходимо выключить тормоз Т5 и включить муфту М6. Безударное включение этой муфты возможно только при синхронизации частот вращения ведущего звена 0 и звена 4.

На пятой передаче угловая скорость звена 4 равна $0{,}75\omega_0$. Отсюда следует, что для синхронизации блокировочной муфты М6 необходимо увеличить относительную угловую скорость звена 4 до значения угловой скорости ведущего звена.

Закон изменения угловой скорости четвертого звена можно определить, используя уравнение кинематической связи четвертого планетарного ряда 7*x*4 (1) и учитывая, что блокировочная муфта М9 остается включенной и на пятой и на шестой передаче, получим:

$$\omega_4 = \frac{1}{i_{74}}\omega_0 - \frac{1 - i_{74}}{i_{74}}\omega_x. \qquad (3)$$

Как отмечалось ранее в процессе переключения угловую скорость ведомого звена можно считать постоянной $\omega_x = const = 0{,}83\omega_0$.

Точное решение уравнения (3) показывает, что для полной синхронизации частота вращения ведущего звена 0 должна уменьшиться в 1,207 раза по сравнению с ее угловой скоростью на пятой передаче. Следует отметить, что эта величина полностью совпадает со значением знаменателя геометрической прогрессии между пятой и шестой передачами.

В результате аналогичных исследований, проведенных для тормоза Т2 и блокировочных муфт М9 и М13 можно констатировать следующее:

- синхронизация зубчатых муфт, используемых в планетарных коробках передач, возможна только при условии разрыва потока мощности, поскольку только в этом случае возможно обеспечить необходимое изменение угловых скоростей звеньев за счет увеличения или уменьшения частоты вращения ведущего вала коробки передач;
- для синхронизации зубчатых блокировочных муфт и тормозов при понижающих переключениях необходимо увеличивать частоту вращения ведущего вала коробки передач на величину, равную знаменателю геометрической прогрессии между двумя смежными передачами, а для повышающих переключений необходимо уменьшать частоту вращения ведущего вала коробки передач на эту же величину.

Анализ схемы использования элементов управления и нагруженности звеньев и элементов управления коробки передач КАТЕ R932 показал, что в качестве тормоза Т2, Т4 и блокировочной муфты М6 целесообразно использовать зубчатые несинхронизированные муфты, а тормоз Т5 и блокировочные муфты М9 и М13 должны быть дисковыми. Следует отметить, что целесообразность использования зубчатых несинхронизированных муфт, в качестве элементов управления оценивается для каждой кинематической схемы отдельно.

Одним из важнейших показателей работы автоматической коробки передач является качество переключений, поэтому необходимо провести оценку динамических процессов, происходящих в системе «двигатель - трансмиссия – внешняя среда» во время переключений передач с помощью зубчатых муфт. Для решения этой задачи была разработана математическая модель системы «двигатель - трансмиссия – внешняя среда», где в состав трансмиссии входит автоматическая планетарная коробка передач.

Рассматривалось движение автомобиля по ровному, горизонтальному и абсолютно жест-
кому основанию, которое можно описать следующим уравнением:

$$m\dot{V} = P - fmg - F_{\text{в}}, \qquad (4)$$

где: m - масса машины; V - продольная скорость движения машины; P - суммарная сила тяги; g = 9,81 м/с^2 – ускорение свободного падения тела; f - коэффициент сопротивления качению колес; $F_в = k\,F\,V^2$ – сила сопротивления воздушного потока, где k – коэффициент обтекаемости; F – площадь Миделя или лобовая площадь автомобиля;

Процесс взаимодействия колес с недеформируемым основанием близок к сухому трению проскальзывающих одно относительно другого тел, поэтому для аналитического определения зависимости коэффициента сцепления колеса с асфальтобетонным покрытием была использована зависимость, предложенная Крагельским:

$$\mu = 0{,}6\left(1 - e^{-\frac{S_Б}{0{,}0458}}\right)\left(1 - e^{-\frac{S_Б}{0{,}0864}}\right). \quad (5)$$

Коэффициент буксования $S_Б$ определяется разностью между теоретической и фактической скоростью автомобиля:

$$S_Б = \frac{\omega_к r_к - V}{\omega_к r_к}, \quad (6)$$

где: $\omega_к$ – угловая скорость ведущего колеса, формируемая динамикой системы «двигатель-трансмиссия»; $r_к$ – радиус качения ведущего колеса;

Для описания динамики работы двигателя внутреннего сгорания было использовано следующее уравнение:

$$J_{дв}\dot{\omega}_{дв} = M_e - M_н, \quad (7)$$

где: $J_{дв}$ - момент инерции двигателя и связанных с ним деталей трансмиссии; $\omega_{дв}$ - угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; M_e – момент, развиваемый двигателем; $M_н$ - момент нагрузки.

Значение момента нагрузки $M_н$ формируется, прежде всего, внешними сопротивлениями и режимом движения транспортной машины.

В настоящее время аналитической зависимости, определяющей крутящий момент, как функцию угловой скорости и положения дроссельной заслонки, не существует, поэтому при исследовании режимов совместной работы двигателя с агрегатами, входящими в состав трансмиссии, были использованы графические зависимости, полученные экспериментальным путем.

Наиболее распространенный способ решения задач динамики работы планетарной коробки передач связан с составлением дифференциальных уравнений равновесного состояния всех ее
звеньев, решением которых определяют временные функции параметров состояния коробки передач

В результате для описания динамики работы планетарной коробки КАТЕ R932 (рис.1), обладающей четырьмя степенями свободы, была получена система дифференциальных уравнений:

$$
\begin{aligned}
&M_{0д} + 0 \cdot \dot{\omega}_3 + 0 \cdot \dot{\omega}_4 + 0 \cdot \dot{\omega}_x + 0 \cdot M_{мцк1} + 1 \cdot M_{мцк2} + 0 \cdot M_{мцк3} + 0 \cdot M_{мцк4} = -J_0\dot{\omega}_0 - M_{0эу};\\
&0 \cdot M_{0д} - \frac{J_2 i_{03}}{1-i_{03}}\dot{\omega}_3 + 0 \cdot \dot{\omega}_4 + 0 \cdot \dot{\omega}_x + 0 \cdot M_{мцк1} + (1-i_{03}) \cdot M_{мцк2} + 0 \cdot M_{мцк3} + +0 \cdot M_{мцк4} = \frac{J_2}{1-i_{03}}\dot{\omega}_0 - M_{в2};\\
&0 \cdot M_{0д} + J_3\dot{\omega}_3 + 0 \cdot \dot{\omega}_4 + 0 \cdot \dot{\omega}_x + (1-i_{56}) \cdot M_{мцк1} - i_{03} \cdot M_{мцк2} + 0 \cdot M_{мцк3} + +0 \cdot M_{мцк4} = -M_{в3};\\
&0 \cdot M_{0д} + 0 \cdot \dot{\omega}_3 + J_4\dot{\omega}_4 + +0 \cdot \dot{\omega}_x + 0 \cdot M_{мцк1} + 0 \cdot M_{мцк2} + (1-i_{6x}) \cdot M_{мцк3} - -i_{74}M_{мцк4} = -M_{в4};\\
&0 \cdot M_{0д} + J_5(1-i_{56})\dot{\omega}_3 + J_5 i_{56}(1-i_{6x})\dot{\omega}_4 + J_5 i_{56} i_{6x}\dot{\omega}_x + 1 \cdot M_{мцк1} + +0 \cdot M_{мцк2} + 0 \cdot M_{мцк3} + 0 \cdot M_{мцк4} = -M_{в5}; \quad (8)\\
&0 \cdot M_{0д} + 0 \cdot \dot{\omega}_3 + J_6(1-i_{6x})\dot{\omega}_4 + J_6 i_{6x}\dot{\omega}_x + i_{56} \cdot M_{мцк1} + 0 \cdot M_{мцк2} + +1 \cdot M_{мцк3} + 0 \cdot M_{мцк4} = -M_{в6};\\
&0 \cdot M_{0д} + 0 \cdot \dot{\omega}_3 + J_7 i_{74}\dot{\omega}_4 + J_7(1-i_{74})\dot{\omega}_x + 0 \cdot M_{мцк1} + 0 \cdot M_{мцк2} + 0 \cdot M_{мцк3} + +1 \cdot M_{мцк4} = -M_{в7};\\
&0 \cdot M_{0д} + +0 \cdot \dot{\omega}_3 + 0 \cdot \dot{\omega}_4 + J_x\dot{\omega}_x + 0 \cdot M_{мцк1} + 0 \cdot M_{мцк2} + -i_{6x} \cdot M_{мцк3} + +(1-i_{74}) \cdot M_{мцк4} = -M_{вx},
\end{aligned}
$$

где: J_0, J_2, ... , J_x - моменты инерции звеньев; $M_{в0}$, …, $M_{вi}$, ... , $M_{вx}$ – внешние моменты, действующие на i-е звенья ПКП; $M_{0д}$ – потребный момент двигателя; $M_{мцкj}$ - крутящий момент на МЦК j-го планетарного ряда; i_{03}, i_{56}, i_{6x}, i_{74} – внутренние передаточные отношения планетарных рядов.

Внешний момент звеньев имеет вполне конкретный смысл. Для звеньев, оборудованных элементами управления, под $M_{вi}$ следует понимать величину момента, определяемого конструктивными и эксплуатационными характеристиками элементов управления.

В случае использования дисковых тормозов и блокировочных муфт внешний момент, описывается уравнением:

$$M_{вi} = \mu_д p_б F_б R_{ср} z - P_{пр} + \frac{3{,}14\omega_б\rho\left[R_{нб}^4 - R_{вб}^4 - 2R_0^2\left(R_{нб}^2 - R_{вб}^2\right)\right]}{4}, \qquad (9)$$

где: $\mu_д$ - коэффициент трения, контактирующих поверхностей дисков; $p_б$ - давление в бустере управления элемента управления; $F_б$ - площадь бустера; $R_{ср}$ = ($R_{нд}$ - $R_{вд}$)/2 - средний радиус трения; $R_{нд}$ и $R_{вд}$ - наружный и внутренний радиусы дисков трения; z - число пар поверхностей трения; $P_{пр}$ - усилие отжимных пружин; ρ - плотность масла; $R_{нб}$ и $R_{вб}$ - наружный и внутренний радиусы бустера; $\omega_б$ - частота вращения бустера; R_0 - радиус вращающегося вала, через который подводится масло в бустер элемента управления.

Решение полученной системы позволяет найти мгновенное значения потребного момента двигателя $M_{0д}$, а также угловое ускорения ведомого x, третьего и четвертого звеньев.

Полученная математическая модель системы «двигатель - трансмиссия – внешняя среда», где в состав трансмиссии входит планетарная коробка передач позволяет провести анализ переходных процессов, возникающих во время переключений передач с помощью зубчатых муфт.

В третьей главе была проведена экспериментальная проверка теоретических выводов, полученных в главе 2, о возможности выравнивания угловых скоростей звеньев, соединяемых зубчатой муфтой, за счет соответствующего изменения частоты вращения ведущего вала коробки передач.

Экспериментальная часть работы проводилась на специальном трансмиссионном испытательном стенде Axiline (рис.2), состоящем из приводного двигателя

ВАЗ-21126, тормозной электромашины, позволяющей плавно изменять величину нагрузки, вспомогательных систем (смазки, фильтрации и охлаждения) и пульта управления.

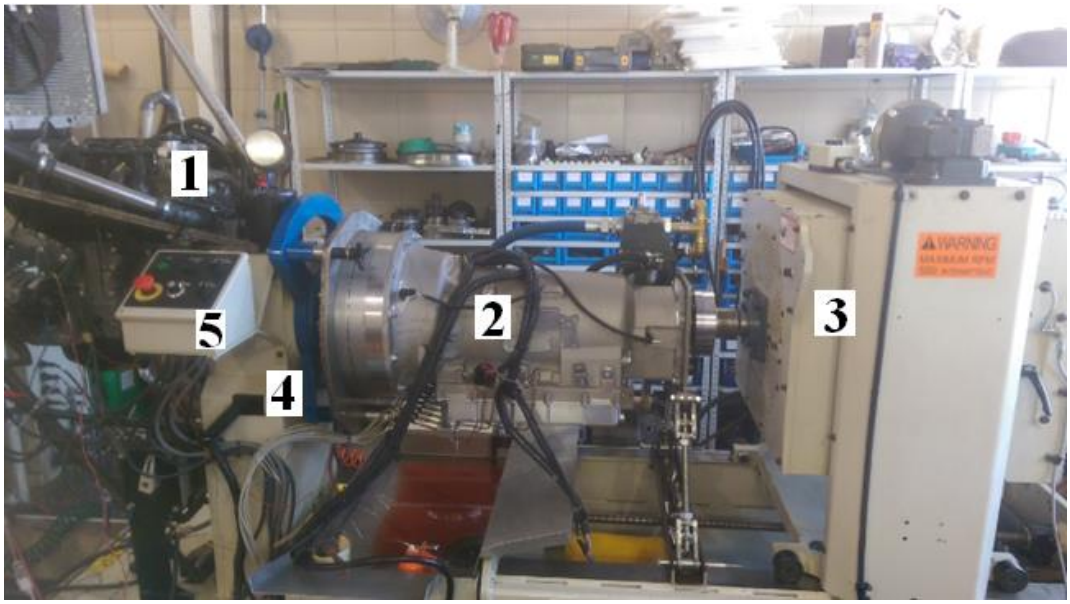

Рис.2. Стенд Axiline фирмы Super Flow Technologies Group, где:
1 - двигатель ВАЗ 21126; 2 - коробка передач КАТЕ R932;
3 - тормозная электромашина; 4 - система охлаждения коробки передач;
5 - пульт управления стендом

Проведенное экспериментальное исследование подтвердило, что для синхронизации зубчатой муфты в случае понижающих переключений необходимо увеличивать частоту вращения ведущего вала, а в случае повышающего переключения следует уменьшать угловую скорость ведущего вала коробки передач. И в том и другом случае изменение частоты вращения ведущего вала должно происходить на величину отношения передаточных чисел смежных переключаемых передач.

В четвертой главе проведен анализ переходных процессов, возникающих во время переключений передач с помощью зубчатых муфт, с точки зрения обеспечения требуемого качества переключения передач.

Критериями качества переключения передач были приняты:

- время синхронизации зубчатых муфт;
- плавность переключений передач.

В работах Чередниченко Ю.И., Фисенко И.А. и других авторов плавность переключений передач предлагается оценивать по величине продольного ускорения $\dot{V}$ и первой производной по времени от продольного ускорения $\frac{d\dot{V}}{dt}$ кузова автомобиля, отнесенной к величине ускорения свободного падения g:

$$J = \frac{1}{g} \cdot \frac{d\dot{V}}{dt}, c^{-1}. \quad (10)$$

Эту величину называют «джерк» и кроме того, этими же авторами было установлено, что для обеспечения приемлемой плавности переключения, размах изменения «джерка» не должен превышать 3,4 g c^{-1}.

С целью ускорения процесса отладки алгоритмов управления переключением передач коробки КАТЕ R932 было принято решение провести первоначальное ее тестирование с помощью «агрегатоносителя», в качестве которого был использован автомобиль ГАЗ «Соболь». В связи с этим все расчеты динамических процессов переключения передач с помощью зубчатых муфт проводились именно для этого автомобиля, на который, помимо всего прочего, был установлен двигатель модели ВАЗ-21126.

Были рассмотрены два варианта использования зубчатых несинхронизированных муфт в составе планетарной коробки передач в случае понижающих и повышающих переключений;

Понижающие переключения.

Как уже отмечалось выше целесообразно в качестве тормозов Т2, Т4 и блокировочной муфты М6 (рис.1) использовать зубчатые муфты, а тормоз Т5 и блокировочные муфты М9 и М13 оставить дисковыми. Поэтому был проведена оценка качества переключения в случае использования зубчатых муфт в качестве тормозов Т2, Т4 и блокировочной муфты М6.

При этом тормоз Т4 используется только для понижающего переключения 3-2, блокировочная муфта М6 – только для повышающего переключения 5-6, а тормоз Т2 как для понижающего переключения 5-4, так и для повышающего переключения 7-8.

Исследование динамики движения автомобиля при переключении 3-2 было условно разбито на два этапа. На первом этапе осуществляется разгон автомобиля с первой передачи до третьей, а на втором этапе рассматривается динамика поведения системы «двигатель-трансмиссия-внешняя среда» в процессе переключения 3-2.

При исследовании были рассмотрены два варианта развития событий. В первом случае во время переключения параметр управления двигателем $U_{дв}$ оставался неизменным и постоянным (под параметром управления двигателем здесь и в дальнейшем понимается отношение текущего значения органа управления двигателя к его максимальному значению), а во втором достаточно быстро увеличивался с целью ускорения процесса увеличения частоты вращения вала двигателя.

Проведенные расчеты разгона автомобиля с постоянным значением параметра управления двигателя $U_{дв}$ показали, что синхронизация зубчатой муфты наступает через 2,1 - 2,5 секунды после начала переключения. Таким образом, в течение продолжительного времени автомобиль будет неуправляемым с точки зрения придания ему, в случае необходимости, какого-либо ускорения, что может привести к возникновению аварийной ситуации.

Принудительное увеличение частоты вращения вала двигателя уменьшило время синхронизации зубчатой муфты тормоза звена 4 до 1,6 с.

Ниже представлены результаты исследования влияния включения зубчатой муфты на характеристики движения автомобиля. При этом параметр управления двигателем в момент выключения тормоза Т5 резко увеличивался до своего максимального значения, а включение муфты происходило в момент ее полной синхронизации.

На рис.3 и 4 представлены графики изменения продольного ускорения и джерка. Как видно величина «джерка», как в момент выключения тормоза Т5 (≈ 8 с движения автомобиля), так и в момент включения зубчатой муфты тормоза Т4 (≈ на 9,5 с движения автомобиля) не превышает предельно допустимого значения.

Следует отметить, что с точки зрения безопасности движения нежелательно оставлять параметр управления двигателя равным 1. Поэтому по окончании процесса переключения 3-2 его следует уменьшить до исходной величины. Результаты этого исследования представлены на рис.5 и 6.

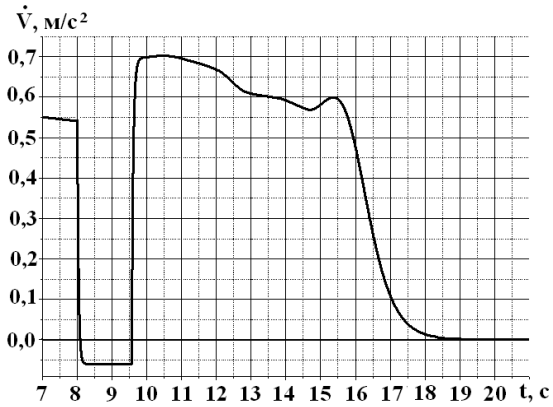

Рис.3. Изменение продольного ускорения автомобиля (переключение 3-2)

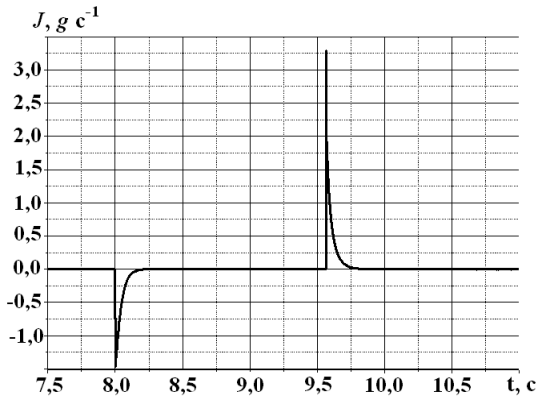

Рис.4. Изменение «джерка» (переключение 3-2)

Аналогичные результаты были получены при исследовании работы зубчатой муфты в качестве тормоза Т2 при переключении 5-4.

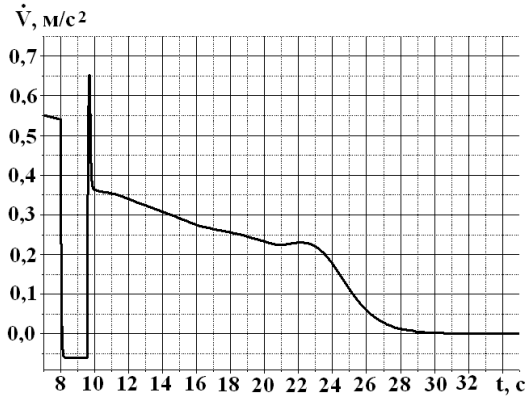

Рис.5. Изменение продольного ускорения автомобиля (переключение 3-2)

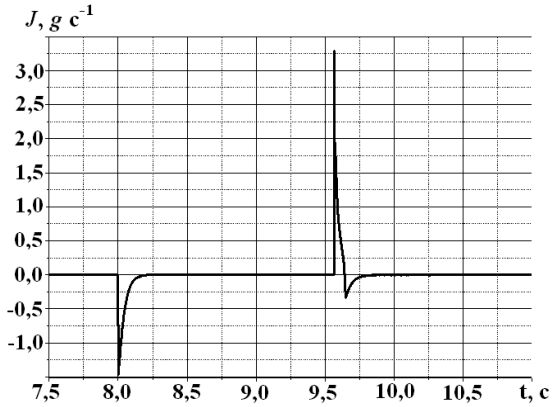

Рис.6. Изменение «джерка» (переключение 3-2)

Результаты проведенного анализа показали, что при использовании зубчатых несинхронизированных муфт возможно обеспечить комфортное понижающее переключение, при котором размах амплитуды «джерка» не будет превышать рекомендованного значения 3,4 g c^{-1};

Повышающие переключения.

Исследование повышающих переключений 7-8 (тормоз Т2) и 5-6 (блокировочная муфта М6) показали, что в случае уменьшения частоты вращения двигателя, даже при резком уменьшении параметра управления двигателя до нулевого значения, синхронизация зубчатых муфт происходит весьма медленно и может занимать по времени более 6 секунд.

Поэтому было проведено исследование для случая, когда на двигатель оказывается дополнительное воздействие, используя для этого какое-либо тормозное устройство. Таким устройством может быть либо дисковый фрикционный тормоз, либо электрическая машина, которая входит в состав трансмиссии «ЕМП» и установлена между двигателем и коробкой передач.

Использование дополнительного тормозного устройства позволило существенно сократить время синхронизации зубчатых муфт до приемлемого значения. Так при моменте сопротивления, создаваемого электромашиной и равного 10 Нм время синхронизации зубчатой муфты тормоза Т2 составило 0,66 с, а при моменте 20 Нм – 0,3 с.

Проведенное исследование показало, что в момент включения зубчатой муфты происходит некоторый скачок продольного ускорения автомобиля в отрицательном направлении, достигающий значения 0,7 м/c^2 (рис.7). Такое поведение ускорения объясняется тем обстоятельством, что параметр управления двигателя был выведен в нулевое значение. При нулевом значении $U_{дв}$ двигатель работает в тормозном режиме, и при практически мгновенном включении зубчатой муфты двигатель создает на колесах тормозной момент, что и обуславливает возникновение отрицательного скачка ускорения. При этом в момент включения зубчатой муфты действие электромашины прекратилось, т.е. момент, создаваемый ею, был равен нулю.

Анализ графика изменения первой производной по времени от продольного ускорения автомобиля (рис.8), показывает, что переключение с седьмой передачи на восьмую с помощью полностью синхронизированной зубчатой муфты и уменьшении параметра управления двигателя до нулевого значения должно протекать весьма некомфортно для пассажиров автомобиля, поскольку максимальная величина «джерка» составляет 9,5g c^{-1}.

Проведенное исследование показало, что величина отрицательного скачка ускорения зависит от значения параметра управления двигателя $U_{дв}$, до которого происходит уменьшение.

На рис.9 и 10 представлены графики изменения продольного ускорения автомобиля и «джерка» в процессе переключения 7-8, которые были получены для случаев, когда параметр управления двигателя уменьшался от значения 0,8 до различных минимальных значений. Кривые на рис.9 и 10 под номером 1 были получены для минимального значения параметра управления $U_{двmin}$ = 0,1; 2 – для $U_{двmin}$ = 0,2, 3 - для $U_{двmin}$ = 0,3 и 4 - для $U_{двmin}$ = 0,41.

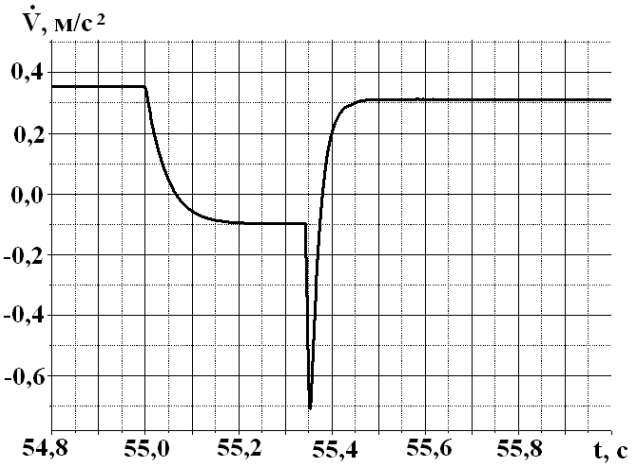

Рис.7. Изменение продольного ускорения автомобиля (переключение 7-8)

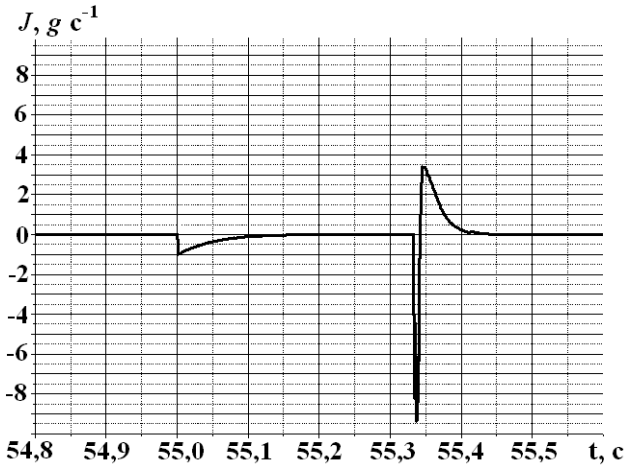

Рис.8. Изменение «джерка» (переключение 7-8)

Однако, снижение величины отрицательного скачка ускорения за счет увеличения минимального значения параметра управления происходит не совсем «бесплатно». С увеличением $U_{двmin}$ происходит серьезное увеличение времени синхронизации зубчатой муфты. Так для минимального значения параметра управления двигателя 0,1 время синхронизации зубчатой муфты составляет 0,41 секунды, а для $U_{двmin}$ = 0,41 это время составляет уже 1,03 секунды.

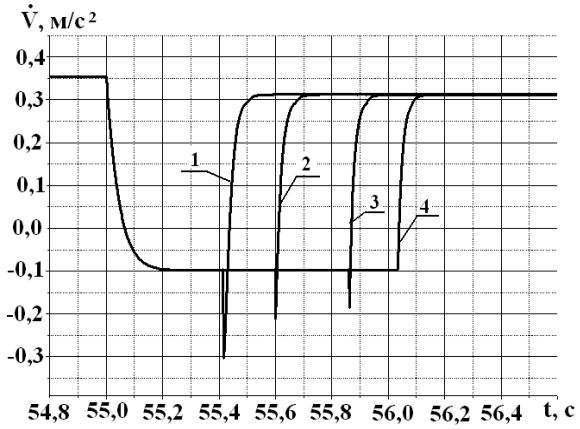

Рис.9. Изменение продольного ускорения автомобиля (переключение 7-8)

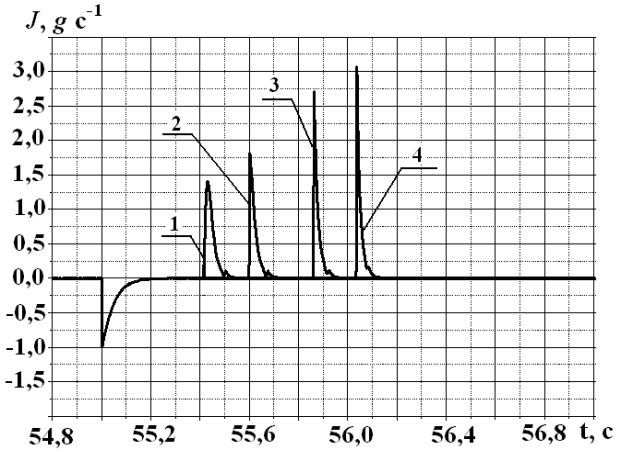

Рис.10. Изменение «джерка» (переключение 7-8)

Таким образом, в случае повышающих переключений передач синхронизация зубчатой муфты невозможна, без принудительного снижения частоты вращения двигателя дополнительным тормозным устройством.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1) Синхронизация зубчатых муфт, используемых в автоматических планетарных коробках передач, возможна только при условии разрыва потока мощности, поскольку только в этом случае возможно обеспечить необходимое изменение относительных угловых скоростей звеньев за счет соответствующего изменения частоты вращения двигателя.

2) Выработаны рекомендации по определению элементов управления планетарной коробки передач, в качестве которых наиболее рационально использовать несинхронизированные зубчатые муфты (что подтверждено при разработке автоматической коробки передач KATE R932).

3) Разработан метод синхронизации звеньев зубчатых муфт, используемых в качестве элементов управления в автоматических планетарных коробках передач. Данный метод использовался при создании коробки передач KATE R932 и может быть использован в других практических проектах по разработке планетарных коробок передач, построенных по кинематическим схемам, отличным от кинематической схемы KATE R932.

4) Использование несинхронизированных зубчатых муфт в качестве элементов управления в автоматической планетарной коробке передач позволяет снизить потери в элементах управления.

5) Экспериментальными исследованиями подтверждена достоверность разработанного метода синхронизации звеньев зубчатых муфт, в случае использования их в качестве элементов управления в автоматических планетарных коробках передач.

6) Разработана математическая модель прямолинейного движения автомобиля, оборудованного планетарной коробкой передач, обладающей четырьмя степенями свободы и несинхронизированными зубчатыми муфтами, используемыми в качестве элементов управления.

7) Проведены расчеты динамических характеристик движения автомобиля в случае использования в планетарной коробке передач в качестве элементов управления несинхронизированных зубчатых муфт и сформулированы выводы о качестве переключений в различных условиях.

8) Предложены способы снижения времени синхронизации зубчатых муфт, используемых в планетарных коробках передач в качестве элементов управления. Для предложенного способа синхронизации зубчатых муфт параметры оценки плавности переключения передач не превышают критических значений.

Основные положения диссертации отражены в следующих публикациях:

1. Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Федоренков А.П. Анализ кинематических схем автоматических коробок перемены передач MERCEDES, обладающих четырьмя степенями свободы // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. - 2014. - №3. **Издание входит в перечень ВАК.**

2. Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Федоренков А.П. Анализ кинематических схем автоматических коробок перемены передач MERCEDES, обладающих четырьмя степенями свободы // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. - 2014. - №5. **Издание входит в перечень ВАК.**

3. Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Фисенко И.А. Этапы и перспективы развития автоматических гидромеханических передач легковых автомобилей // Труды НАМИ. - 2014. - № 258. **Издание входит в перечень ВАК.**

4. Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Федоренков А.П. Анализ кинематических схем автоматических коробок перемены передач ZF, обладающих четырьмя степенями свободы. // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. - 2015. - №5. **Издание входит в перечень ВАК.**

5. Нагайцев М.М. Анализ возможности использования несинхронизированных зубчатых муфт в автоматической коробке передач. // Труды НАМИ. - 2015. - № 263. **Издание входит в перечень ВАК.**

6. Нагайцев М.М., Харитонов С.А. Анализ работы зубчатых муфт, используемых в качестве элементов управления автоматической коробке передач ZF 9HP. // Журнал Ассоциации Автомобильных Инженеров. - 2016. - №1. **Издание входит в перечень ВАК.**

7. Тараторкин А.И., Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Дроздов П.А. Виды разрушения фрикционных дисков, используемых в планетарных коробках передач в качестве элементов управления. // Труды НАМИ. -2016. - № 4. **Издание входит в перечень ВАК.**

8. Нагайцев М.М., Харитонов С.А., Федоренков А.П. Методика экспериментальной проверки возможности использования в качестве элементов управления несинхронизированных зубчатых муфт в автоматических планетарных коробках передач. // Труды НАМИ. - 2017. - № 1. **Издание входит в перечень ВАК.**

9. Патент РФ на полезную модель № 132851, 2013. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].

10. Патент РФ на изобретение № 2540045, 2014. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].

11. Патент РФ на изобретение № 2543114, 2015. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].

12. Патент РФ на изобретение № 2543116, 2015. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].

13. Патент РФ на изобретение № 2545841, 2015. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].

14. Патент РФ на изобретение № 2549343, 2015. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.]

15. Патент РФ на изобретение № 2549344, 2015. Гидромеханическая коробка передач / Нагайцев М.М. [и др.].