ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
Центральный ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

ЛИХАЧЁВ ДМИТРИЙ СЕРГЕЕВИЧ

ОСОБЕННОСТИ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКОЙ

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

к.т.н., доцент

Харитонов С.А.

Москва – 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ПОДХОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ 10
1.1. Обзор конфигураций комбинированных энергоустановок. Описание объекта и предмета исследования 10
1.2. Основные методы виброзащиты. Принципы динамического гашения механических колебаний 20
1.3. Конструкция гасителей крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных средств и методы расчёта основных параметров 25
1.4. Объект и задачи исследования 39
ГЛАВА 2. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ 42
2.1. Современные средства инженерного анализа 42
2.2. Гармонический анализ крутящего момента двигателя 43
2.3. Определение модальных характеристик системы трансмиссии 52
2.4. Критерий оценки динамической нагруженности системы по уровню виброускорений 62
2.5. Оценка влияния на динамическую нагруженность трансмиссии работы электродвигателя 65
2.6. Определение динамической нагруженности системы на установившихся режимах 67
2.7. Разработка рекомендаций по выбору упруго-диссипативных параметров ГКК 71
2.8. Оценка устойчивости решения дифференциальных уравнений собственных колебаний системы 73
2.9. Определение частот и форм собственных колебаний динамической системы с рекомендуемыми характеристиками ГКК 75
2.10. Определение динамической нагруженности системы с рекомендуемыми характеристиками ГКК на установившихся режимах 79

2.11. Определение динамической нагруженности системы в режиме «нейтраль» ... 88
2.12. Выводы по результатам имитационного моделирования динамической системы трансмиссии ... 90
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ... 93
3.1. Цель и объект экспериментального исследования ... 93
3.2. Определение характеристик двухмассового маховика ... 95
3.3. Комплекс регистрационно-измерительной аппаратуры ... 97
3.4. Объём лабораторно-дорожных испытаний ... 105
ГЛАВА 4. ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ... 106
4.1. Оценка динамической нагруженности при пуске двигателя и на холостом ходу при нейтрале в трансмиссии ... 106
4.2. Оценка динамической нагруженности трансмиссии при различных режимах движения автомобиля ... 109
4.3. Выводы по результатам экспериментальной оценки динамической системы трансмиссии ... 121
4.4. Блок-схема метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии ... 123
ЗАКЛЮЧЕНИЕ ... 126
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ ... 128
ПРИЛОЖЕНИЕ ... 136

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Современные тенденции развития автомобилестроения направлены, в частности, на повышение производительности, средней скорости движения и экологичности транспортных средств (ТС). Проблемы экологии и экономии нефтяного топлива приводят разработчиков к необходимости создания и внедрения в автотранспортные средства комбинированных энергетических установок (КЭУ), в которых источником механической энергии является как двигатель внутреннего сгорания (ДВС), так и электродвигатель (ЭД) совместно с электрическими накопителями энергии при различных вариантах их совместной работы. Прогноз развития энергетических установок в решении данных проблем демонстрирует высокий показатель заинтересованности многих стран мира в финансировании соответствующих программ по развитию КЭУ [43].

Однако все изменения, связанные с увеличением мощности ДВС, применением КЭУ, совершенствованием конструкции трансмиссии, неизбежно приводят к потенциальному увеличению интенсивности и расширению спектра вибраций в колёсной машине.

Следует отметить, что одним из основных источников силового воздействия на колёсную машину является ДВС. Из-за неравномерности работы двигателя, обусловленной переменными давлениями в цилиндрах и инерционными силами кривошипно-шатунного механизма (КШМ), все агрегаты и системы машины испытывают те или иные возмущающие воздействия, которые способствуют появлению опасных напряжений в деталях трансмиссии, несущих систем и ходовых частей колёсной машины [49].

В случае с КЭУ, крутильные колебания, возбуждаемые ДВС, будут непосредственно действовать на электродвигатель. Динамические нагрузки могут привести к проблемам механического отказа, управляемости и возникновения шума. Таким образом, надёжность электродвигателя напрямую зави-

сит от форм крутильных колебаний и значений амплитуд возмущающих импульсов, которые приходят с ДВС.

Кроме этого, электродвигатель является дополнительным источником кинематического и силового воздействия на транспортное средство. В данном случае пульсация момента вызвана изменением магнитной проводимости в воздушном зазоре при изменении углового положения ротора в электродвигателе. Таким образом, внедряя в автомобили КЭУ, следует опасаться увеличения динамической нагрузки и возникновения резонансных режимов, которые могут произойти при совпадении частоты возмущающих импульсов, идущих как от ДВС, так и электродвигателя, с собственной частотой колебаний трансмиссии. Не учёт дополнительных динамических нагрузок, порождаемых КЭУ, может привести к преждевременным усталостным поломкам деталей трансмиссии или к уменьшению комфортабельности автомобиля.

Аналитические расчёты показывают, а экспериментальные исследования подтверждают наличие знакопеременных нагрузок в элементах колёсных машин. Число отказов, связанных с вибрацией, в машиностроении достигает высоких показателей [47]. Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление их в течение срока службы ТС, уменьшение динамической нагрузки в трансмиссии является важной и актуальной проблемой современного машиностроения.

Для снижения амплитуд крутильных колебаний, смещения резонансных режимов из зоны рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя и уменьшения их вредного воздействия применяют гасители крутильных колебаний (ГКК). Они ограничивают максимальные амплитуды крутильных колебаний, напряжения в деталях силовой передачи и шум, оказывают положительное воздействие на долговечность как деталей, так и трансмиссии автомобиля в целом.

В многочисленных источниках, связанных с уменьшением вибронагруженности трансмиссий, в недостаточно полном объёме освещены особенности размещения ГКК в трансмиссиях автомобилей с КЭУ. Большинство

научных работ по данной проблеме ориентировано на определение крутильных колебаний в механических трансмиссиях, где основным источником силового воздействия на колёсную машину является ДВС. В связи с этим ранее в исследованиях не рассматривался полигармонический характер возмущения от КЭУ, не учитывалось наличие электродвигателя как дополнительного элемента динамической системы с собственными упруго-инерционными параметрами, и наличие автоматической коробки передач (АКП) без гидротрансформатора, состоящей из кинематически связанных между собой планетарных механизмов (ПМ).

Недостаточный уровень проработки в области создания ГКК приводит к тому, что при конструировании выбор типа гасителя и его параметров осуществляется в процессе доводки конструкции. Необходимость решения этой задачи на ранних стадиях проектирования определяет актуальность настоящего исследования.

Цель исследования – разработка метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссий транспортных средств с комбинированной энергоустановкой и определение параметров гасителей крутильных колебаний.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

– проведение гармонического анализа крутящего момента двигателя:

- анализ неравномерности крутящего момента двигателя от газовых составляющих;
- анализ неравномерности крутящего момента двигателя от инерционных составляющих;

– разработка эквивалентной модели динамической системы, определение частот и форм собственных колебаний трансмиссии;

– расчёт динамической нагруженности системы на установившихся режимах работы трансмиссии;

– разработка рекомендаций по выбору параметров и места расположения гасителя крутильных колебаний, исключающего опасные резонансные режимы работы;

– исследование динамической нагруженности системы с рекомендуемыми характеристиками гасителя крутильных колебаний на установившихся режимах работы трансмиссии;

– экспериментальное исследование вибронагруженности трансмиссии ТС с КЭУ;

– оценка корректности принятых в расчётной модели допущений, корректировка и валидация по результатам эксперимента имитационной модели;

– обобщение результатов теоретического и экспериментального исследования динамической нагруженности трансмиссии.

Методы исследования. Расчётно-теоретические исследования выполнены с использованием имитационного моделирования на основе фундаментальных законов и уравнений механики. Экспериментальные исследования проведены на полигоне испытательного центра НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» с использованием поверенных и аттестованных средств измерения и обработки результатов эксперимента.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработана имитационная модель динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», в которой на основе использования методов статистической динамики и спектрального анализа учтены полигармонические возмущения от КЭУ и виброзащитные свойства трансмиссии.

2. Предложен научно обоснованный критерий оценки динамической нагруженности трансмиссии по уровню виброускорений инерционных масс механической системы.

3. Выполнено теоретическое обоснование конструктивных решений по выбору типа гасителя крутильных колебаний, его параметров и места установки путём анализа устойчивости полученных периодических решений исследуемой динамической системы методом корневого годографа.

4. Получены новые экспериментальные данные о динамических процессах, протекающих в системе «ДВС – ЭД – АКП – ТС» при различных режимах работы трансмиссии, на основе которых выявлены условия возникновения резонансов в эксплуатационном диапазоне рабочих частот силовой установки.

5. На основе обобщения результатов расчётных и экспериментальных исследований разработан метод, позволяющий на ранних этапах проектирования прогнозировать динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля с КЭУ.

Практическая ценность работы. Разработанный метод прогнозирования резонансных режимов работы и снижения уровня динамической нагруженности элементов трансмиссии ТС с КЭУ при использовании современных средств имитационного моделирования динамики механической системы позволяет определить необходимое место расположения ГКК и его параметры на ранних стадиях проектирования трансмиссии, а не в процессе доводки конструкции.

Полученные в работе результаты могут быть использованы при решении вопроса о размещении ГКК в трансмиссиях автомобилей с КЭУ и для формирования технических требований к ГКК.

На защиту выносятся: метод прогнозирования динамической нагруженности трансмиссий ТС с КЭУ, имитационная модель динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований диссертационной работы использованы в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ООО «НИИ «Мехмаш», в учебном процессе подготовки инженеров по направлению 230502 «Транспортные средства специального назначения» в Курганском государственном университете, а также при выполнении НИР по заданию Минобрнауки РФ (проект № 291 «Повышение эффективности управления динамическими процессами», номер госрегистрации в ЕГИ-

СУ НИОКР № 361), что подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы были заслушаны и обсуждены:

– на научно-техническом семинаре кафедры СМ-9 «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2017 г. (г. Москва);

– на II международной научно-практической конференции «Инновационные внедрения в области технических наук» в 2017 г. (г. Москва);

– на XVI международной молодежной научно-практической конференции «Научные исследования и разработки молодых учёных» в 2017 г. (г. Новосибирск);

– на IV международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы технических наук в России и за рубежом» в 2017 г. (г. Новосибирск).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ, включая 4 публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание учёных степеней доктора и кандидата наук, получен патент РФ на изобретение № 2610847.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из четырёх глав основного текста, выводов, списка использованных источников и приложений. Содержание работы изложено на 135 страницах машинописного текста, включающих 65 рисунков, 16 таблиц, список использованных источников из 80 наименований и приложение на 56 стр.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ПОДХОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ

1.1. Обзор конфигураций комбинированных энергоустановок. Описание объекта и предмета исследования

В связи с ухудшением экологической обстановки в мире и с ограниченностью сырьевых ресурсов наиболее актуальной задачей современного машиностроения является создание экономичных и экологически чистых машин. Разработка и использование комбинированных (гибридных) энергетических установок, включающих в себя двигатель внутреннего сгорания и электродвигатель, является одним из основных направлений работ по достижению этих результатов [5]. Однако любые изменения в конструкции трансмиссии, ходовой части и несущей системы автомобиля для достижения высоких эксплуатационных показателей часто приводят к значительной динамической напряженности ТС.

На сегодняшний день известно несколько вариантов конструкции КЭУ, каждый из которых имеет свои особенности, которые и определяют специфику их применения в автомобилестроении (см. Рис. 1.1).

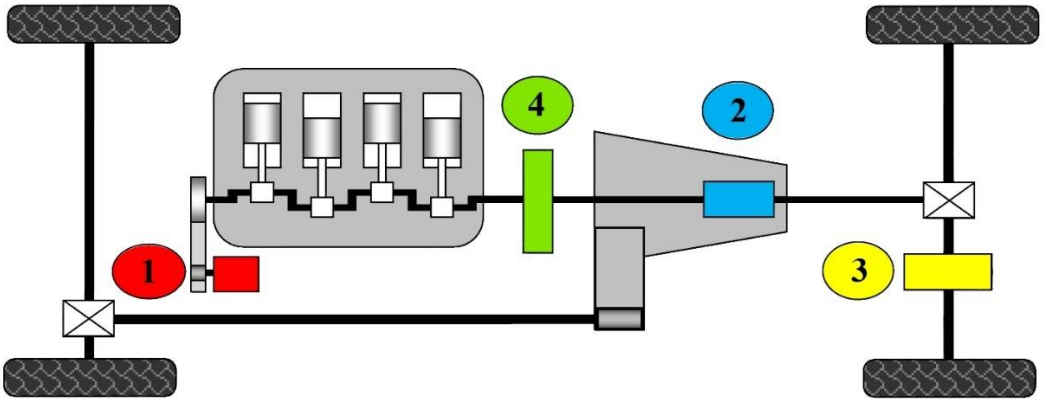


Рисунок 1.1 – Варианты расположения электродвигателей в составе трансмиссии: 1 – стартер-генератор с ременным приводом; 2 – электродвигатель на выходном валу коробки передач; 3 – электропривод ведущего моста; 4 – электродвигатель между ДВС и коробкой передач

Стартер-генератор с ременным приводом

Конфигурация «1» относится к концепции 48-вольтового электропривода [72]. Электродвигатель обладает сравнительно небольшим крутящим момент и широким диапазоном частоты вращения. Потребляемая мощность колеблется от 10 до 15 [кВт].

При равномерном движении на малых скоростях может использоваться электрический режим движения автомобиля. При этом подзарядка батареи производится за счет использования энергии, высвобождающейся при замедлении (см. Рис. 1.2). Стартер-генератор с ременным приводом заменяет обычный генератор, что позволяет осуществлять перезапуск двигателя практически без шума и вибраций.

Изучению возможностей снижения динамических нагрузок от крутильных колебаний трансмиссии автомобиля с помощью совмещённого стартер-генератора посвящена работа Уфимцева А.С. [63].

Рисунок 1.2 – Стартер-генератор с ременным приводом

Электродвигатель на выходном валу коробки передач

Конфигурация «2» является единственным решением, которое обеспечивает поддержку крутящего момента при переключении передач. Однако есть только одно передаточное отношение коробки передач доступное для рабочего режима электродвигателя. Его значение выбирается на основе требований к скорости транспортного средства.

Из-за единственного передаточного числа коробки передач, при котором используется электропривод, система по своей сути не способна реализовать высокие требования по крутящему моменту и максимальной частоте вращения. Именно по этой причине, конфигурация «2» редко используется в транспортных средствах с КЭУ.

Электропривод ведущего моста

Электропривод ведущего моста конструктивно реализуется в виде электродвигателя и коробки передач, встроенных в единый корпус. Данный привод может быть установлен либо на передний, либо на задний ведущий мост транспортного средства.

Как правило, электропривод ведущего моста требуется для работы в высокоскоростном режиме, где максимальная частота вращения достигает свыше 12000 [мин$^{-1}$], что характерно для спортивных автомобилей, таких как Porsche 918 Spyder (см. Рис. 1.3).

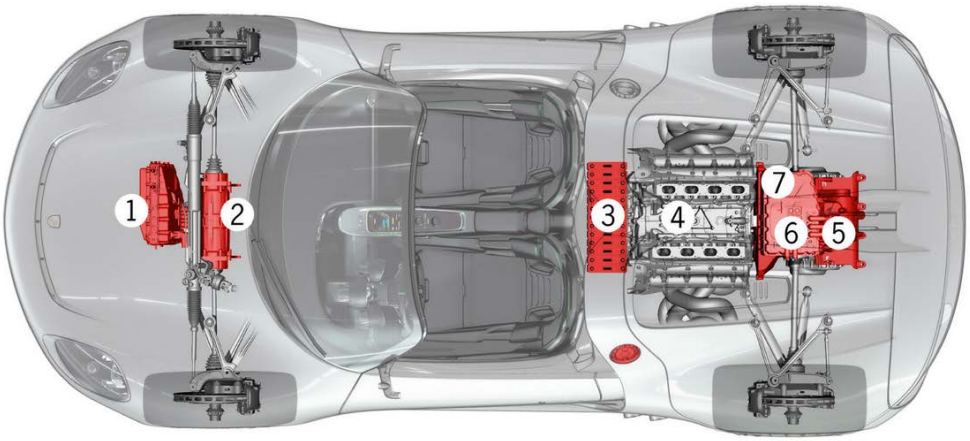


Рисунок 1.3 – Электропривод автомобиля Porsche 918 Spyder:
1 – силовая электроника; 2 – электропривод; 3 – литий-ионная батарея;
4 – двигатель V8; 5 – коробка передач с двойным сцеплением;
6 – электродвигатель; 7 – силовая электроника

Электродвигатель между ДВС и трансмиссией

В современном машиностроении наибольшее распространение получил «4» вариант установки электродвигателя. Анализ данной конфигурации КЭУ указал на возможность установки одного из двух видов электродвигателей, различающихся по функциональным показателям [32].

Особенностью первого вида является то, что электродвигатель выполняет роль стартера ДВС, балансировки коленчатого вала и поддержки крутящего момента двигателя. Как правило, такой электродвигатель обладает небольшими мощностными (10 – 15 [кВт]) и массогабаритными показателями, вследствие чего «жестко» устанавливается на коленчатый вал двигателя посредством болтового или шлицевого соединения (см. Рис. 1.4). При таком варианте электродвигатель не может обеспечить движение автомобиля только на электрической тяге.

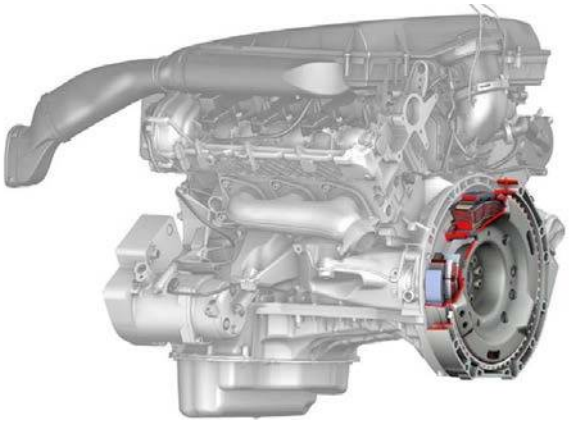


Рисунок 1.4 – Комбинированная энергоустановка Mercedes Benz S400

С целью защиты трансмиссии от динамических нагрузок, порождаемых КЭУ, разработчики устанавливают ГКК между электродвигателем и коробкой передач (см. Рис. 1.5). То есть, в данном случае, ГКК снижает уровень крутильных колебаний исключительно только в трансмиссии, которые приходят на входной вал коробки передач.

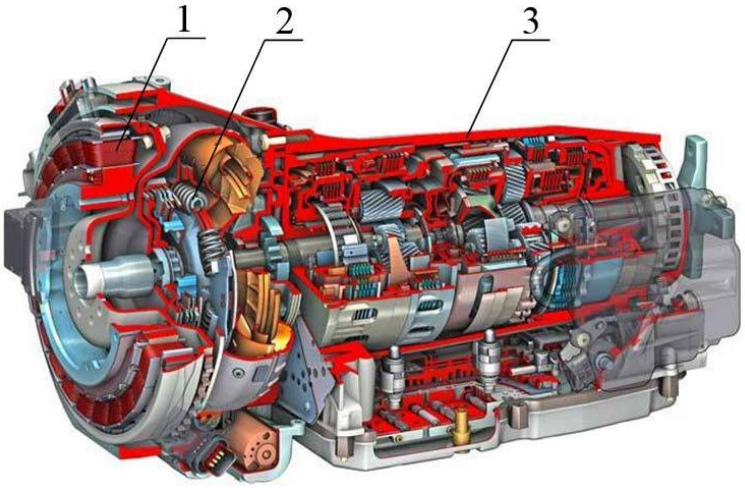


Рисунок 1.5 – Расположение ГКК в трансмиссии Mercedes Benz S400:
1 – электродвигатель; 2 – ГКК; 3 – коробка передач

Недостатком рассматриваемой схемы размещения ГКК является то, что крутильные колебания, возбуждаемые ДВС, непосредственно действуют на электродвигатель, ввиду его «жесткого» размещения на коленчатом валу. Динамические нагрузки могут привести к проблемам механического отказа, управляемости и возникновения шума. Таким образом, надёжность электродвигателя напрямую зависит от форм крутильных колебаний и значений амплитуд возмущающих импульсов, которые приходят с ДВС.

В качестве решения данной проблемы разработчиками закладывается функция активного демпфирования крутильных колебаний за счет соответствующего управления электродвигателем [78]. Так, на примере электропривода Honda IMA (Integrated Motor Assist), разработчиками заложена программа улучшения качества холостого хода ДВС, позволяющая подавлять возникающую вибрацию. Особенность данной программы заключается в том, что при увеличении частоты вращения коленчатого вала ДВС, электродвигатель моментально переключается в режим регенерации, поглощая при этом динамические импульсы. После подавления силового воздействия, электродвигатель активируется в режиме «ассистента», оказывая при этом поддержку ДВС путём поддержания постоянства заданной частоты вращения коленчатого вала (см. Рис. 1.6). Таким образом, электродвигатель осуществ-

ляет демпфирование крутильных колебаний, ограничивая амплитуду возмущающих воздействий и гарантируя при этом надёжность работы, как элементов, так и самой конструкции КЭУ в целом.

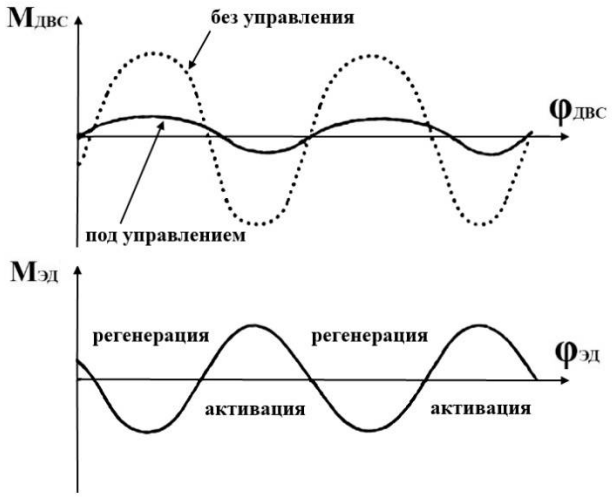


Рисунок 1.6 – Профиль крутильных колебаний ДВС и электродвигателя: $M_{ДВС}$ – крутящий момент ДВС, Нм; $M_{ЭД}$ – крутящий момент электродвигателя, Нм; $\varphi_{ДВС}$ – угол поворота коленчатого вала ДВС, рад; $\varphi_{ЭД}$ – угол поворота ротора электродвигателя, рад

Второй вид комбинированной энергоустановки, о которой упоминалось ранее, отличается тем, что электродвигатель обладает большой мощностью и крутящим моментом. Как правило, данный электродвигатель оборудован муфтой сцепления, позволяющей автомобилю двигаться только на электрической тяге. В связи с работой в режимах высокой нагрузки в конструкции электродвигателя предусмотрен контур жидкостного охлаждения. Также отличительной особенностью является то, что конструкция имеет собственный подшипниковый узел, в котором монтируется ротор электродвигателя.

С точки зрения интеграции, «жесткое» закрепление данного типа электродвигателя на коленчатый вал ДВС противопоказано, ввиду его больших массогабаритных показателей. Увеличение массы на заднем конце коленчатого вала значительно снижает запас усталостной прочности, что повлечет за собой необходимость упрочнения вала ДВС и изменение его балансировки.

Данный вариант расположения электродвигателя целесообразно рассматривать только в случае, если ДВС является вновь разрабатываемой конструкцией, предусматривающей возможность размещения на заднем конце коленчатого вала большой инерционной массы. В противном случае, рассматриваемый тип электродвигателя рекомендуется соединять с ДВС через гаситель крутильных колебаний.

Особенностью схемы размещения ГКК между ДВС и электродвигателем является то, что правильная настройка параметров ГКК позволит защитить электродвигатель и трансмиссию от динамических нагрузок, порождаемых ДВС. Недостаток заключается в том, что трансмиссия испытывает негативное возмущающее воздействие со стороны электродвигателя.

Разработчики компании Mercedes Benz, в качестве решения данной проблемы, закладывают в конструкции электродвигателя дополнительный ГКК, обеспечивающий упругое соединение между ротором электродвигателя и входным валом коробки передач (см. Рис. 1.7). Наличие второго ГКК гарантирует виброзащиту и сохранность трансмиссии колёсной машины от возможного возникновения резонансных режимов работы [71].

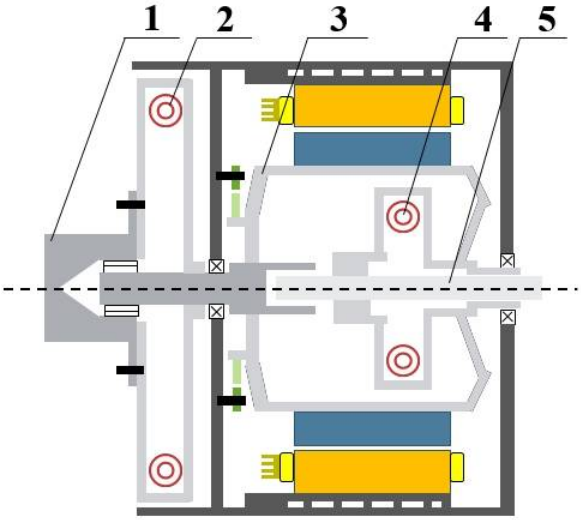


Рисунок 1.7 – Схема электродвигателя Mercedes Benz:

1 – коленчатый вал ДВС; 2 – ГКК; 3 – ротор электродвигателя;

4 – дополнительный ГКК; 5 – входной вал коробки передач

За последнее время на мировом рынке автомобильной промышленности наметилась концепция развития конструкций без дополнительного элемента демпфирования, ограничивающаяся размещением ГКК только между ДВС и электродвигателем (см. Рис. 1.8). Анализ динамической нагруженности рассматриваемых конструкций показал, что в режиме холостого хода амплитуда крутильных колебаний, порождаемых электродвигателем, не превышает 1 Нм. В режимах работы под нагрузкой размах колебаний составляет менее 5% от значения передаваемого момента. Так, на примере электродвигателя мощностью 80 [кВт], при передаче момента 319 [Нм] размах крутильных колебаний составляет 12 [Нм] (см. Рис. 1.9). Сравнение амплитудно-частотных характеристик ДВС и электродвигателя показало, что размах колебаний от ДВС в 200 [Нм] (см. Рис. 1.10) гораздо больше, чем 12 [Нм] от электродвигателя.

Таким образом, сделан вывод о том, что, с точки зрения динамической нагруженности, пульсация крутящего момента, порождаемая электродвигателем, не представляет большой опасности для трансмиссии колёсной машины. Это, в свою очередь, повлияло на решение разработчиков «жестко» соединить ротор электродвигателя с ведущим валом коробки передач. Единственной проблемой, в данном случае, является возможность возникновения резонансных режимов работы. Несмотря на то, что амплитуда крутящего момента электродвигателя имеет минимальные значения, существует риск возникновения опасных напряжений в элементах колёсной машины и нарушение комфортабельности движения автомобиля. Поскольку разработчиками не закладывается дополнительный ГКК на ведущем валу коробки передач, который позволил бы вывести резонансный режим из зоны рабочих частот вращения, решить данную проблему возможно за счет изменения упруго-инерционных параметров самой трансмиссии. Необходимость нахождения характеристик системы и определяет актуальность проведения исследовательской работы.

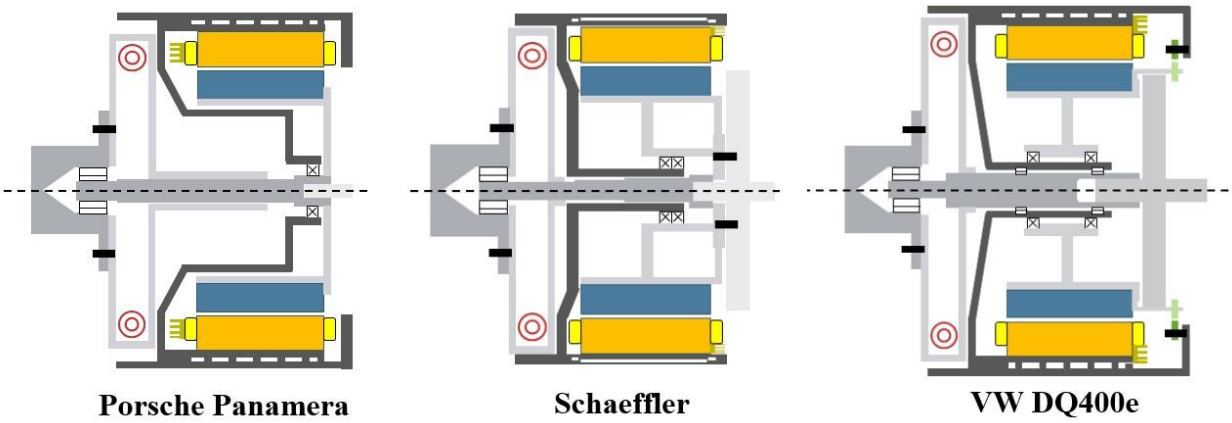


Рисунок 1.8 – Схемы конструкций зарубежных электродвигателей

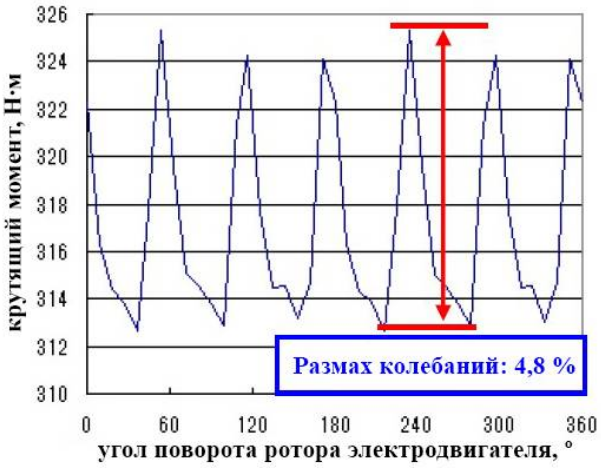


Рисунок 1.9 – Колебания крутящего момента электродвигателя

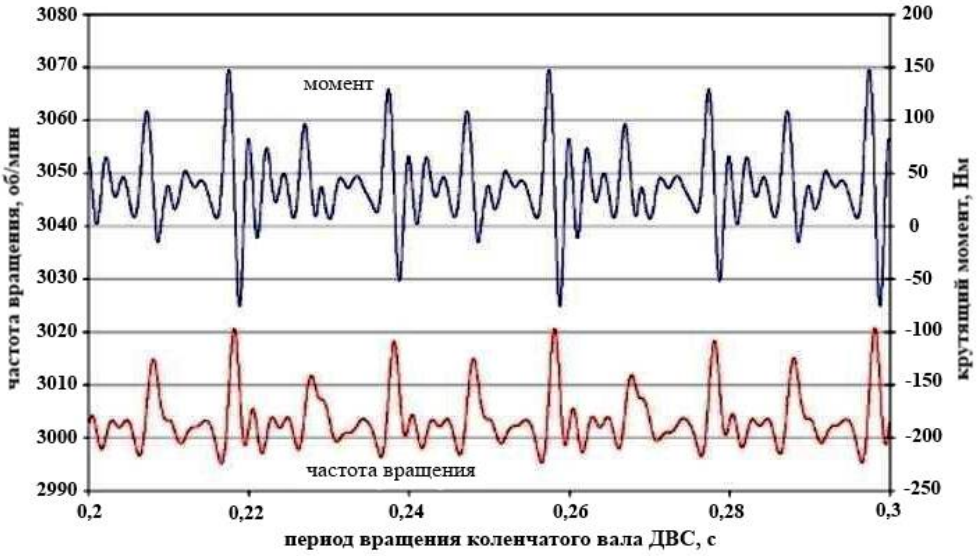


Рисунок 1.10 – Колебания крутящего момента ДВС

Технические характеристики электродвигателей, на основании которых был проведён анализ конструкций, представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Технические характеристики электродвигателей КЭУ

	Honda IMA (№1*)	Mercedes Benz S400 (№1*)	VW DQ400e (№2**)	Porsche Panamera (№2**)	Mercedes Benz (№2**)	Schaeffler (№2**)	Porsche 918 (№2**)
Максимальная мощность, кВт	10	15	80	70	20	80	115
Максимальный крутящий момент, Нм	78	160	330	310	250	280	375
Максимальная частота вращения, [мин$^{-1}$]	5000	6500	7000	7000	–	7000	9150
Внешний диаметр статора, мм	315,5	–	270	299,85	–	270	–
Внутренний диаметр ротора, мм	188	–	182	195	–	182	–
Осевой размер, мм	69	65	126	82,05	–	115	110,8
Система охлаждения	воздушная	воздушная	жидкостная	жидкостная	жидкостная	жидкостная	жидкостная

Примечание: * – первый вид комбинированной энергоустановки;

** – второй вид комбинированной энергоустановки.

Сравнительный анализ зарубежных конструкций электродвигателей, исследование возможных проблем динамической нагруженности транспортного средства, связанных с интеграцией КЭУ в состав трансмиссии, не определяют однозначного пути решения проблем вибронагруженности. В связи с этим, хотелось бы отметить важность проведения исследований колебательных процессов в динамических системах колёсных машин с КЭУ. Так, на примере перспективных электродвигателей, представленных на Рис. 1.7 и 1.8, отсутствует конкретное понимание о необходимых местах расположения гасителей крутильных колебаний. Характер необходимых изменений, связанных с уменьшением вибронагруженности узлов трансмиссии автомобиля с КЭУ, можно определить по результатам динамического расчёта. Необходимость решения этой задачи на ранних стадиях проектирования, а не в процессе доводки конструкции, и определяет потребность проведения исследовательской работы.

1.2. Основные методы виброзащиты. Принципы динамического гашения механических колебаний

Внедрение комбинированных энергетических установок, стремление к повышению производительности машин и скорости транспортных средств, форсирование их по мощностям, нагрузкам и другим рабочим характеристикам неизбежно приводят к изменению динамической нагруженности колёсной машины.

В свою очередь методы виброзащиты весьма разнообразны. Выбор мер по снижению виброактивности в значительной мере определяется характером источника вибрации. В тех случаях, когда невозможно оказать какое-нибудь ощутимое влияние на источник вибраций, применяются разнообразные технические средства, снижающие передачу вибрации и устраняющие её вредное воздействие на исследуемый объект.

Таким образом, среди мер по снижению виброактивности можно выделить следующие основные методы [64]:

снижение виброактивности источника – уменьшение уровней механических воздействий, возбуждаемых источником;

внутренняя виброзащита объекта – изменение конструкции объекта, при котором заданные механические воздействия будут вызывать менее интенсивные колебания объекта или отдельных его частей;

виброизоляция – установка между объектом и источником дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником;

динамическое гашение колебаний – присоединение к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его колебаний.

активное гашение колебаний – использование дополнительного источника вибрации, который генерирует колебания той же амплитуды, но противоположной фазы.

Снижение виброактивности источника. Колебания, возбуждаемые источником разделяются на две группы. К первой относят различные физико-химические процессы, происходящие в источнике: процессы горения в реактивных двигателях и двигателях внутреннего сгорания [38, 24, 44, 17], электромагнитные явления в двигателях и генераторах, разнообразные технологические процессы (например, процесс резания металлов [21] на металлорежущих станках и т.п.). Снижение виброактивности факторов этой группы связано с изменением параметров физико-химических процессов и может быть достигнуто способами специфическими для каждого частного случая [4].

Вторая группа возмущающих факторов связана с движущимися телами. Движение тел внутри источника (вращение кривошипно-шатунных механизмов ДВС, вращение роторов ЭД, перемещение звеньев механизмов) сопровождается возникновением динамических реакций связей, соединяющих источник с объектом. В этом случае, снижение виброактивности источника заключается в уменьшении динамических реакций с помощью так называемого уравновешивания движущихся тел.

Изменение конструкции объекта. Существует два способа снижения механических колебаний, общих для всех механических систем. Первый способ состоит в устранении резонансных явлений. Если объект обладает линейными свойствами, то задача сводится к изменению его собственных частот. Для нелинейных объектов должны выполняться условия отсутствия резонансных явлений, рассмотренных в [23]. Второй способ заключается в увеличении диссипации механической энергии в объекте. Изучению возможности применения данного способа, исследованию демпфирующих свойств элементов конструкции изделий повещены работы [9, 40, 51].

Виброизоляция. Действие виброизоляции сводится к ослаблению связей между источником и объектом, при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту. Ослабление связей обычно сопровождается возникновением нежелательных явлений: увеличением статических

смещений объекта относительно источника, увеличением амплитуд относительных колебаний, увеличением габаритов системы. Виброизоляция в ряде случаев является эффективным методом уравновешивания [12, 27, 52]. Простейший пример виброизоляции может заключаться в установке виброактивного оборудования на упругих элементах. К исследованиям, посвященным колебаниям силовых установок на упругих опорах в различных областях техники, следует отнести, прежде всего, работы Ананьева И.В. [2], Корчемного JI. В. [25], Ломакина В.В. [36], Минкина Л.М. [41], Тольского В.Е. [59], Черепанова Л.А. [64] и др.

В связи с возросшими требованиями потребителей к комфортабельности езды многие фирмы стали широко применять на выпускаемых автомобилях гасители колебаний нового класса - гидроопоры [60, 69, 70], которая представляет собой сочетание одной или нескольких несущих пружин, выполненных из резины и как минимум из двух камер, между которыми по специально выполненному каналу перетекает демпфирующая жидкость.

Динамическое гашение колебаний. Динамический гаситель присоединяемый к объекту, формирует дополнительные динамические воздействия, прикладываемые к объекту в точках присоединения гасителя. Динамическое гашение осуществляется при таком выборе параметров гасителя, при котором эти дополнительные воздействия частично уравновешивают динамические воздействия, возбуждаемые источником. В простейшем случае, динамический гаситель колебаний представляет собой массу, которая присоединяется к защищаемому объекту посредством упругого элемента и колеблется в противофазе с возбуждающей силой так, что действие последней на основную массу полностью компенсируется реакцией упругой связи дополнительной массы.

Необходимо отметить, что все приведенные выше основные методы снижения виброактивности машин нашли свое широкое применение при проектировании транспортных систем различного назначения, в том числе колёсных и гусеничных машин. В частности, разработаны и используются

различные методы уравновешивания газовых и инерционных сил в ДВС (снижение виброактивности источника), используются различные демпфирующие устройства, в том числе и управляемые в подвесках автомобилей, тракторов и др. транспортных систем (изменение конструкции объекта), виброизоляция кузовов и кабин транспортных средств. В трансмиссиях автомобилей самое широкое распространение получили динамические гасители колебаний, о чем свидетельствуют работы многих известных авторов [3, 8, 10, 15, 16, 17, 20, 28, 37, 42, 61, 62]. Ниже приводятся основные принципы динамического гашения колебаний.

Как известно, метод динамического гашения колебаний состоит в присоединении к объекту виброзащиты дополнительных устройств с целью изменения его вибрационного состояния [17, 18, 64]. Работа динамических гасителей основана на формировании силовых воздействий, передаваемых на объект.

Изменение вибрационного состояния объекта при присоединении динамического гасителя может осуществляться как путём перераспределения колебательной энергии от объекта к гасителю, так и в направлении увеличения рассеяния энергии колебаний.

Первое реализуется изменением настройки системы объект-гаситель по отношению к частотам действующих вибрационных возмущений путём корректировки упруго-инерционных свойств системы. В этом случае присоединяемые к объекту устройства называют инерционными динамическими гасителями или антивибраторами. Инерционные гасители применяются для подавления моногармонических и узкополосных случайных колебаний.

При действии вибрационных нагрузок широкого частотного диапазона предпочтительней оказывается второй способ, основанный на повышении диссипативных свойств системы путём присоединения к объекту дополнительных специально демпфируемых элементов. Динамические гасители диссипативного типа получили название демпферы или виброгасители.

Возможны и комбинированные способы динамического гашения, использующие одновременно коррекцию упруго-инерционных и диссипативных свойств системы. Применяемые в этом случае гасители называют динамическими гасителями с трением.

Активное гашение колебаний. Динамические гасители могут быть конструктивно реализованы на основе пассивных элементов (инерционных масс, пружин, демпферов) и активных, имеющих собственные источники энергии. В последнем случае речь идет о применении систем автоматического регулирования с обратной связью, использующих электрические, гидравлические и пневматические управляемые элементы. В [11, 12] предлагается классификация управляемых виброзащитных систем (УВС), согласно которой, активные виброзащитные системы (АВС) являются одной из трёх групп УВС. Две другие группы - это ВС с переменными параметрами и ВС с переменной структурой. В АВС исполнительные элементы воздействуют непосредственно на защищаемый объект. В системах виброзащиты с переменными параметрами исполнительные устройства воздействуют на пассивные элементы (массу, пружину, демпфер). В виброзащитных системах с переменной структурой предполагается возможность изменения порядка включения различных звеньев. Различают АВС с управлением по возмущению (силовому или кинематическому), АВС с управлением по отклонению (обратная связь по ускорению, скорости, перемещению), самонастраивающиеся АВС.

Использование активных элементов расширяет возможности динамического виброгашения, поскольку позволяет проводить непрерывную подстройку параметров динамического гасителя в функции действующих возмущений и, следовательно, осуществлять гашение в условиях меняющихся вибрационных нагрузок. Аналогичные результаты могут быть достигнуты с помощью пассивных устройств, имеющих нелинейные характеристики.

1.3. Конструкция гасителей крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных средств и методы расчёта основных параметров

Проблемы снижения динамической нагруженности трансмиссий транспортных средств решается многими отечественными и зарубежными фирмами. Выбор средства уменьшения крутильных колебаний трансмиссии в каждом случае определяется конкретными характеристиками системы и условиями её эксплуатации.

По способу воздействия на систему гасители крутильных колебаний принято делить на три группы. К первой группе относятся антивибраторы – устройства, уравновешивающие возбуждающий момент или изменяющие частоту системы без рассеяния энергии. Ко второй группе относятся демпферы, т.е. устройства, поглощающие энергию, подводимую возбуждающим моментом, и уменьшающие амплитуду крутильных колебаний в системе за счет последующего рассеивания энергии в окружающую среду в виде тепла. К третьей группе относятся смешанные устройства, действие которых основано частично на изменении системы или уравновешивании возбуждающего момента, частично на рассеивании энергии: динамические гасители с трением. Классификация средств уменьшения крутильных колебаний представлена на Рис. 1.11.

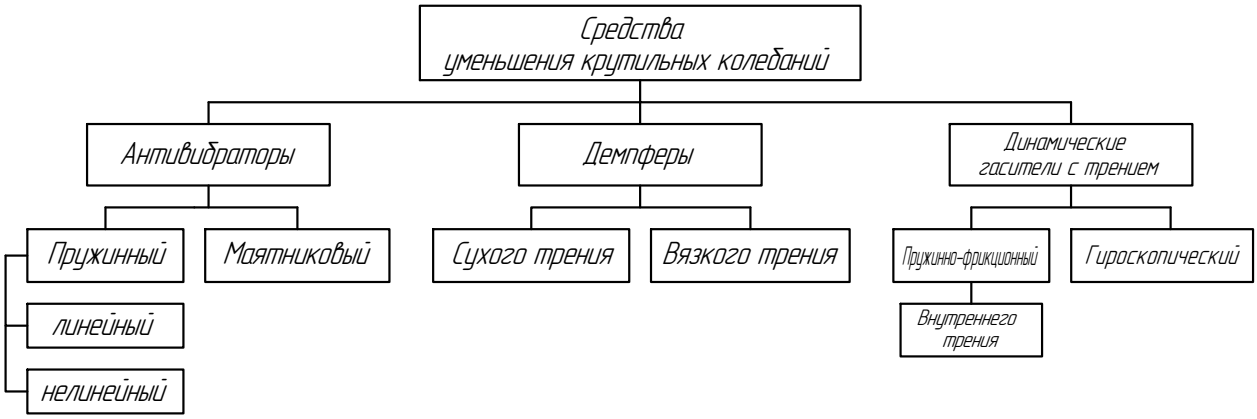


Рисунок 1.11 – Классификация средств уменьшения крутильных колебаний

Расчёт гасителя крутильных колебаний сводится к установлению таких его параметров, при которых наибольшие колебания в системе достигнут допустимой величины.

Основными параметрами ГКК являются:

- жёсткость гасителя;
- момент трения;
- момент инерции;
- передаваемый крутящий момент.

Оптимизация параметров ГКК сводится к тому, чтобы настроить частоту гасителя на собственную частоту первоначальной системы (той или иной формы), что заметно повлияет на смещение резонансов этой системы из диапазона рабочих частот двигателя. В случае, если резонансы не удалось полностью вывести за пределы эксплуатационных частот, то для ограничения амплитуд колебаний системы используют диссипативные элементы, позволяющие успокоить крутильные колебания.

Учёт нелинейных параметров системы требует, как правило, проведения значительного объёма дорожных испытаний на опытном образце изделия [20, 37, 61], что не соответствует задачам прогнозирования вибронагруженности на ранних стадиях проектирования системы до начала производства натурного объекта. В связи с этим во многих работах, посвященных определению момента трения в демпфере крутильных колебаний, приводится методика расчета, основанная на допущении равенства работ, совершаемых возмущающим переменным моментом ДВС и трением в ГКК [10, 20, 37, 50, 61].

Результаты обзора литературных данных по типам и эффективности гасителей крутильных колебаний сведены в табл. 2.

В табл. 2 приведены наиболее распространённые схемы гасителей колебаний, размещенные в последовательности, соответствующей приведенной выше классификации (см. Рис. 1.11). Даны основные настроечные соотношения, указаны параметры эффективности, основные недостатки и области их применения.

Конструктивно гасители выполняются в виде пружинно-фрикционного гасителя, динамического гасителя с резиновыми элементами и маятникового антивибратора. В отдельных случаях, как указывалось выше, элементы (пружина и поглотитель энергии) могут быть активными, т.е. управляемыми.

Наибольшее распространение получили гасители с цилиндрическими пружинами и фрикционными элементами (см. Рис. 1.12) [45]. Необходимый момент трения в гасителях создаётся посредством фрикционных элементов, расположенных между ведущим и ведомыми звеньями конструкции. Давление между ними обусловлено деформацией дисков при их склепывании (ЗИЛ, КамАЗ – см. Рис. 1.12, *а*). Такие гасители с нерегулируемым моментом трения более просты по своей конструкции, но не обладают стабильным моментом трения. При износе фрикционных колец момент трения может быть настолько уменьшен, что гаситель колебаний будет работать как обычная упругая муфта.

Для обеспечения большей стабильности нажимного усилия в системе гасителя устанавливают центральные тарельчатые пружины, которые дают возможность обеспечить постоянство момента трения при износе фрикционных колец (ВАЗ – см. Рис. 1.12, *б*).

На Рис. 1.12, *в* представлен ведомый диск с гасителем колебаний автомобиля ГАЗ-3102, в котором нажимное усилие сжатия обеспечивается центральной цилиндрической пружиной, упирающейся в отбортовку упорной шайбы, зафиксированной в канавке ступицы ведомого диска. В одном из вариантов сцепления автомобилей МАЗ (см. Рис. 1.12, *г*) момент трения гасителя можно регулировать затяжкой болтов, каждый их которых сжимает две сферические упругие шайбы 7.

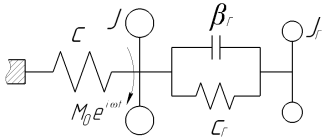
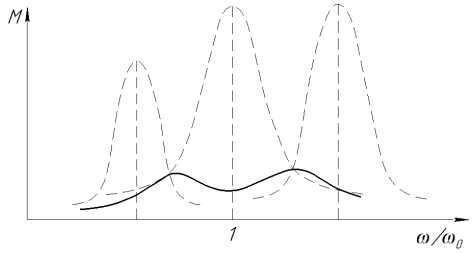
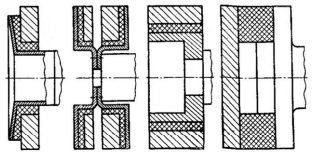
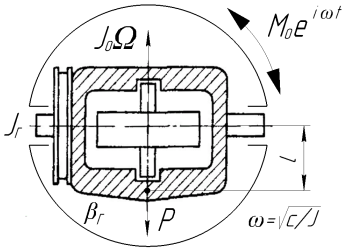
Таблица 2 – Гасители крутильных колебаний, используемые в трансмиссиях транспортных средств

Наименование и расчётная схема	Основные расчётные (настроечные) характеристики	Эффективность	Примеры конструкции	Основные недостатки
Пружинный линейный антивибратор	$\omega_Г = \sqrt{\dfrac{c_Г}{J_Г}}$			Ограниченная податливость упругого элемента
Пружинный нелинейный антивибратор	$\omega_Г = \sqrt{\dfrac{c_Г(M_0)}{J_Г}}$			Через упругие элементы передается вся нагрузка. Ограниченная долговечность.
Маятниковый антивибратор	$\dfrac{n^2 \cdot l}{\rho} = 1$ $m_Г = \dfrac{M_0}{\Omega^2 \cdot (\rho + l) \cdot \rho \cdot \psi_0 \cdot i}$ $\psi_0 < 0{,}35 \ldots 0{,}40$			Профиль кулачка маятника подвержен износу, что приводит к изменению закона разгрузки объекта защиты и увеличению виброактивности в процессе эксплуатации

Таблица 2 – Гасители крутильных колебаний, используемые в трансмиссиях транспортных средств (продолжение)

Наименование и расчётная схема	Основные расчётные (настроечные) характеристики	Эффективность	Примеры конструкции	Основные недостатки
Антивибратор с активными элементами	$\omega = \sqrt{\dfrac{c_Г + c_{ГЭ}}{J_Г}}$	Подавление крутильных колебаний меняющейся частоты	Совмещённый стартер-генератор Continental ISAD	Необходим собственный источник энергии
Демпфер сухого трения	$\theta = \dfrac{\pi \cdot M_0}{6} \cdot \left(1 - \dfrac{c}{J_Г \cdot \omega^2} + \dfrac{J}{J_Г}\right)^{-2}$	M; 1; ω/ω_0		Нестабильность момента трения в процессе эксплуатации
Демпфер вязкого трения	гармоническое возбуждение: $\dfrac{\beta_Г}{J_Г} = \sqrt{\dfrac{2 \cdot c \cdot J}{(2 \cdot J + J_Г) \cdot (J + J_Г)}}$ широкополосное случайное возбуждение: $\dfrac{\beta_Г}{J_Г} = \sqrt{\dfrac{c}{J + J_Г}}$	M; 1; ω/ω_0		Зависимость коэффициента вязкости жидкости от температуры, нестабильность характеристик

Таблица 2 – Гасители крутильных колебаний, используемые в трансмиссиях транспортных средств (продолжение)

Наименование и расчётная схема	Основные расчётные (настроечные) характеристики	Эффективность	Примеры конструкции	Основные недостатки
Динамический гаситель внутреннего трения 	$\sqrt{\frac{c_Г}{J_Г}} = \frac{\sqrt{c \cdot J}}{J + J_Г};$ $\beta_Г = \sqrt{\frac{3 \cdot c_Г \cdot J_Г^2}{2 \cdot (J + J_Г)}}$			Ограниченная долговечность резиновых деталей
Гироскопический гаситель 	$\sqrt{\frac{P \cdot l}{J_Г}} = \omega_0 \cdot \frac{1}{1 + \frac{J_0^2 \cdot \Omega^2}{P \cdot l \cdot J}};$ $\beta_Г = \sqrt{\frac{3 \cdot J_0^2 \cdot \Omega^2 \cdot P \cdot l \cdot J_Г}{2 \cdot (P \cdot l \cdot J + J_0^2 \cdot \Omega^2)}}$	Аналогично динамическому гасителю внутреннего трения	Для гашения низкочастотных колебаний транспортных средств	Сложность конструкции

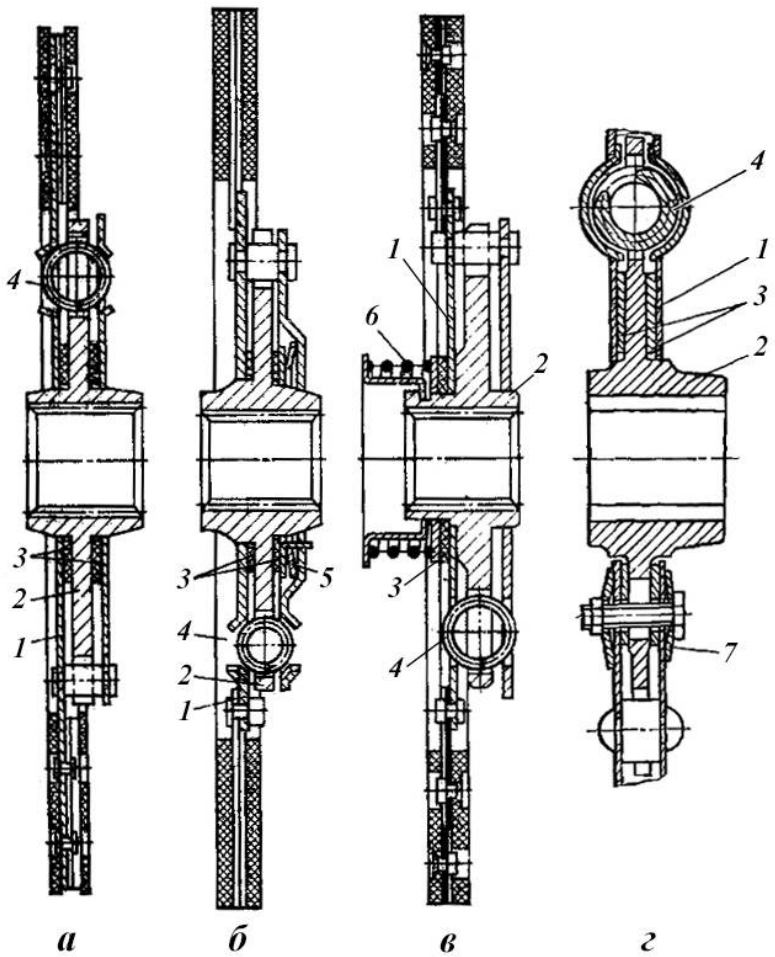


Рисунок 1.12 – Конструкции пружинно-фрикционных гасителей крутильных колебаний: а) КамАЗ; б) ВАЗ-2101; в) МАЗ; г) ГАЗ-3102;
1 – ведомый диск; 2 – ведущий диск; 3 – фрикционные кольца; 4 – демпферные пружины; 5 – тарельчатые пружины; 6 – цилиндрические пружины; 7– упругие шайбы

С целью расширения диапазона нагрузок трансмиссии, при которых гаситель может эффективно гасить колебания, в ряде конструкций сцеплений применяют гаситель со ступенчатой упругой характеристикой.

Это достигается тем, что окна в ступице делают одинаковыми, а в ведомом диске часть окон имеет большую длину, поэтому не все пружины начинают деформироваться одновременно. Разница в длине окон может быть в пределах 1,5-2,0 [мм]. В некоторых гасителях тот же эффект достигается применением пружин разной длины при одинаковых размерах окон.

Основными настроечными характеристиками пружинно-фрикционного гасителя являются: момент предварительного поджатия пружин $M_п$, жёсткость пружин $C_г$, момент замыкания $M_г$, угол замыкания гасителя $\varphi_г$, определяемый жёсткостью пружин и момент трения $M_{тр}$ (см. Рис. 1.13) [14]. Малая жёсткость упругих элементов обеспечивает возрастание относительного перемещения поверхностей трения и дает возможность увеличить работу трения. На участках до срабатывания гасителя колебаний и после его замыкания жёсткость определяется упругими свойствами деталей, присоединенных к гасителю.

В существующих конструкциях момент трения гасителя принимается равным $M_{тр}$ = (0,06 – 0,17)·$M_{e\,max}$. Момент предварительного поджатия пружин выбирается из условия обеспечения отсутствия зазоров в окнах дисков гасителя и находится в диапазоне $M_п$ = (0,08 – 0,15)·$M_{e\,max}$. Момент гасителя, при котором демпфер выключается $M_г$ = (1,5 – 1,8)·$M_{e\,max}$ – $M_п$ – $M_{тр}$ и соответствующий ему угол выбирается в диапазоне $\varphi_г$ = 2,5 – 3,7 градуса. На указанные значения ориентируются при предварительном выборе параметров гасителя. Эти параметры корректируют, рассчитывая амплитудно-частотные характеристики трансмиссии, составной частью которой является гаситель крутильных колебаний [16].

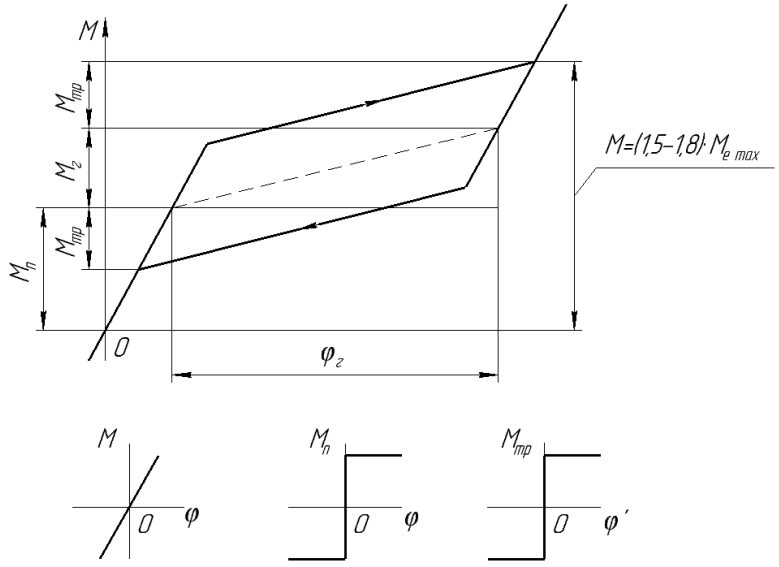


Рисунок 1.13 – Нелинейная характеристика пружинно-фрикционного гасителя крутильных колебаний

Кроме пружинно-фрикционных гасителей крутильных колебаний распространение получили гасители внутреннего трения. Подобные конструкции использованы на автобусах ЛИАЗ-637, тягачах КЗКТ, автомобилях ЗИЛ-114 (см. Рис. 1.14).

Гаситель с резиновым упругим элементом обладает большим внутренним трением, в связи с чем устанавливать в конструкции специальные фрикционные пакеты нет необходимости. В данном случае резиновый элемент выполняет функцию упругого элемента и одновременно рассеивает энергию крутильных колебаний. Вследствие этого гаситель внутреннего трения имеет ряд преимуществ по сравнению с пружинно-фрикционным. Он лишен таких недостатков, как поломка пружин, высокая сложность и стоимость изготовления обойм упруго-фрикционного гасителя. Однако одним из существенных недостатков резинового гасителя является изменение жесткостной характеристики резиновой прослойки. С течением времени резиновые втулки стареют: резина становится жесткой, хрупкой, что приводит к её разрушению. От этого упругая характеристика меняется, поглощающая способность ухудшается, поэтому подбор качественной характеристики резины для ГКК служит залогом его успешного применения.

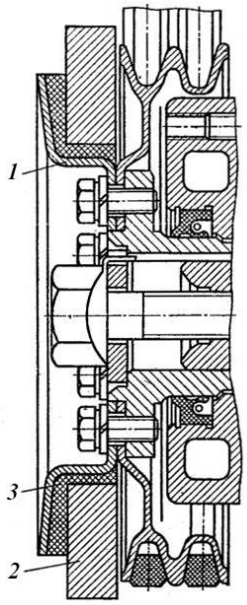


Рисунок 1.14 – Конструкция гасителя внутреннего трения:

1– ведущий диск; 2 – маховик; 3 – резиновый упругий элемент

Принципиально отличным по своему воздействию на систему от линейного и нелинейного пружинных антивибраторов является маятниковый антивибратор (см. Рис. 1.15).

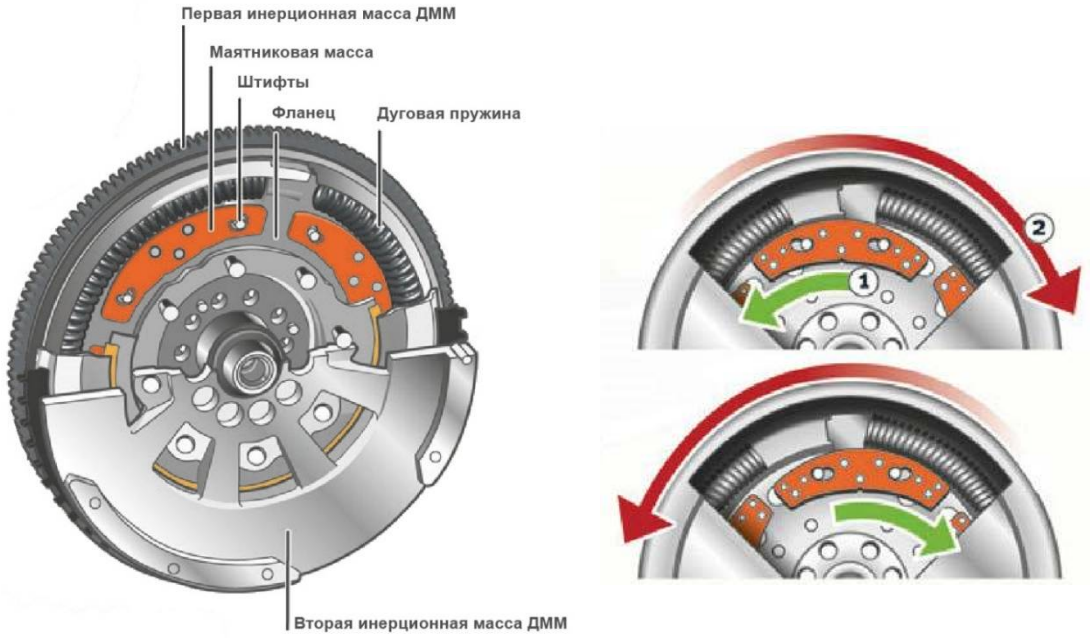


Рисунок 1.15 – Маятниковый антивибратор в конструкции двухмассового маховика (ДММ)

Маятники устанавливают в многомассовые системы и настраивают на определённые гармонические составляющие возбуждающих моментов.

При вращении и отсутствии крутильных колебаний маятники под действием центробежных сил занимают радиальное по отношению к фланцу положение, а момент этих сил относительно фланца равен нулю. Когда же фланец начинает совершать крутильные колебания, маятники также начинают колебаться. Возникающий момент центробежных сил стремится вернуть маятники в исходное положение, что уменьшает амплитуду крутильных колебаний фланца. В этом случае маятниковая масса создаёт момент, сходный по характеру действия с моментом сил упругости в пружинном антивибраторе.

В отличие от последнего частота собственных колебаний маятникового антивибратора изменятся пропорционально числу оборотов с коэффициентом пропорциональности, равным порядку возмущающего момента, поэтому он снижает резонансные колебания во всем диапазоне оборотов двигателя.

Поскольку действие маятниковой массы ограничено определённым порядком возбуждения, то в конструкции маятникового антивибратора предусматривают возможность размещения на одном фланце нескольких симметрично расположенных пар маятниковых масс, настроенных на различные гармоники крутящего момента двигателя. Конструктивное оформление маятниковых антивибраторов весьма разнообразно и подробно описано в литературе [58, 80, 74, 73].

Эффективными средствами борьбы с крутильными колебаниями являются демпферы, однако их конструктивное оформление и эксплуатация в большинстве случаев значительно сложнее по сравнению с антивибраторами. Сложность конструктивного характера вызывается необходимостью обеспечения надежного отвода теплоты, возникающей в демпфере при поглощении им колебательной энергии [53].

Так на примере планетарной коробки передач, рассматриваемой в рамках исследовательской работы, демпфером жидкостного трения может быть гидротрансформатор.

Одним из недостатков любой гидропередачи является то, что на любом режиме движения автомобиля существует рассогласование частот вращения насосного и турбинного колес, так называемое скольжение гидропередачи [65]. Наличие скольжения приводит к снижению КПД гидропередачи, что сказывается в потере некоторой части мощности двигателя, выделяемой в виде теплоты, и ухудшении топливной экономичности автомобиля. Когда же скорости вращения колес выравниваются, то в передаче момента через жидкость с большими потерями нет смысла. Поэтому со временем в гидротрансформаторы были внедрены элементы обычного фрикционного сцепления, выполняющие роль блокировки гидротрансформатора.

Рост мощности силовых установок неизбежно приводит к тому, что жидкость в гидротрансформаторе нагревается еще сильнее. Чем сложнее обеспечить его охлаждение, тем больше работы по передаче крутящего момента перекладывается на сцепление блокировки.

Изнашивание фрикционных элементов приводит к тому, что продукты их износа загрязняют внутренности гидротрансформатора, поток горячей жидкости с абразивом «выедает» металл лопаток и других внутренних частей. Также в процессе эксплуатации стареют, выходят из строя от перегрева или просто разрушаются уплотнения-сальники, а иногда выходят из строя подшипники или даже ломаются лопасти турбинных колес. Продукты износа фрикционных накладок попадают и в саму автоматическую коробку передач, ведь охлаждение гидротрансформатора идет прокачкой масла через насос коробки передач и общий теплообменник.

В общем, гидротрансформатор является одним из основных источников «загрязнения» АКП, что неизбежно приводит к выводу её из строя.

Именно по этой причине многие производители отказываются от концепции установки гидротрансформаторов в АКП. Отсутствие в объекте исследования гидротрансформатора и предустановленного в нем гасителя крутильных колебаний предопределяет динамическую нагруженность трансмиссии от возмущающих моментов, формируемых КЭУ автомобиля. Характер необходимых изменений, связанных с уменьшением вибронагруженности трансмиссии, можно определить по результатам динамического расчёта.

Для расчётов колебаний в трансмиссии, возбуждаемых неравномерностью работы двигателя достаточной характеристикой является спектральный состав крутящего момента ДВС на последней коренной шейке коленчатого вала [15, 16, 24, 38, 44]. Крутящий момент двигателя представляется в виде периодической функции, которая разложением в ряд Фурье может быть выражена дискретным спектром. С помощью гармонического анализа можно выделить основные гармоники и определить их влияние на резонансные режимы трансмиссии. В частности, в работе [61] при формализации перемен-

ных составляющих момента шестицилиндрового двигателя предлагается ограничиться тремя гармониками: 0,5-й, 1-й и 3-й. В работе [62], при выборе параметров ГКК, амплитуду гармоники момента двигателя требуемого порядка предлагается определить на основе следующих зависимостей:

M_a = (0,9 ... 1,0) · $M_{e\max}$ – для восьмицилиндровых двигателей;

M_a = (1,0 ... 1,1) · $M_{e\max}$ – для шестицилиндровых двигателей;

M_a = (1,1 ... 1,3) · $M_{e\max}$ – для четырёхцилиндровых двигателей.

При исследовании влияния, на возникновение крутильных колебаний в трансмиссиях транспортных средств, внутренних силовых факторов ряд авторов [25, 61] указывает на необходимость учёта влияния моментов, вызываемых неравномерностью вращения зубчатых колес и асинхронных карданных передач.

Снижение амплитуд параметрических колебаний в плоских карданных передачах осуществляется выбором углов установки шарниров и соотношением податливостей валов по известным зависимостям [48]. В пространственных карданных передачах снижение колебаний может быть достигнуто разворотом вилок карданного вала.

Обращают на себя внимание ряд работ, ориентированных на изучение свойств дотрансформаторной зоны при исследовании нагруженности гидромеханической трансмиссии, в частности Тверского Б.М. [57, 56] и Тараторкина И.А. [53]. По результатам испытаний тягача МАЗ-537 делается вывод о существовании особенностей динамического нагружения элементов дотрансформаторной зоны.

Анализ литературных источников по рассматриваемой проблеме позволил выделить ряд особенностей исследования крутильных колебаний механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС».

Большинство работ по данной проблеме ориентировано на решение задач по определению крутильных колебаний в механических трансмиссиях [54]. В связи с этим в исследованиях не учитывались особенности функцио-

нирования электродвигателя как дополнительного источника силового и кинематического воздействия, и автоматической трансмиссии без гидротрансформатора. Кроме того, в исследованиях в недостаточно полном объёме затронута тема оптимального расположения гасителя крутильных колебаний в автомобилях с КЭУ касательно возможности обеспечения виброзащиты узлов гибридного привода и трансмиссии в целом.

Ограниченные возможности проведения экспериментальных исследований, слабые средства реализации полученных моделей в силу недостаточных вычислительных возможностей, не позволили авторам более ранних исследований произвести учёт реальных числовых упруго-инерционных параметров динамической системы.

Решение конкретных задач затруднено отсутствием объективной оценки выбора типа конструкции гасителя и определения его параметров. Это предопределяет большой объём экспериментальных и доводочных работ на этапе создания конструкции [2, 10], когда внесение изменений требует существенных затрат времени, труда и материалов.

На основе анализа научных работ, посвященных исследованию вибронагруженности трансмиссий и проектированию гасителей крутильных колебаний можно сделать вывод, что установленные рекомендации применимы на этапе доводки механических трансмиссий. При этом не учитывается полигармонический характер возмущений КЭУ, что не позволяет выявить все параметры, существенно влияющие на частотный спектр динамической системы. Кроме того, в известных работах не раскрыты особенности виброзащиты трансмиссий с планетарной коробкой передач без гидротрансформатора в автомобилях с комбинированной энергоустановкой.

В связи с этим необходимость определения места расположения ГКК в трансмиссии автомобиля с КЭУ и его параметров на ранних стадиях её проектирования, а не в процессе доводки конструкции и определяет актуальность проведения настоящего исследования.

Аналитическое снижение динамической нагруженности и определение параметров гасителя крутильных колебаний, учитывающего реальные свойства механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» без дополнительных теоретических и экспериментальных исследований не представляется возможным из-за сложной взаимосвязи упруго-демпфирующих элементов. Необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования с использованием современных методов имитационного моделирования и обработки экспериментальных данных.

1.4. Объект и задачи исследования

На основании анализа опубликованных по рассматриваемой проблеме работ была сформулирована цель предлагаемой диссертации – разработка метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссий транспортных средств с комбинированной энергоустановкой и определение параметров гасителей крутильных колебаний.

Объектом исследования диссертационной работы является трансмиссия разрабатываемого в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» автомобиля с КЭУ. Рассматриваемый автомобиль с полной массой 2975 [кг] оснащён бензиновым двигателем V8 с турбокомпрессором, электродвигателем с максимальной мощностью до 80 [кВт] и планетарной 9-ти ступенчатой автоматической коробкой передач без гидротрансформатора. Общая схема трансмиссии автомобиля представлена на Рис. 1.16.

В рамках научно-исследовательской работы требуется определить оптимальное расположение гасителя крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с КЭУ (см. Рис. 1.17), учитывая особенности функционирования электродвигателя как дополнительного источника силового и кинематического воздействия, и особенности динамической нагруженности автоматической коробки передач без гидротрансформатора, являющегося, как правило, низкочастотным фильтром крутильных колебаний трансмиссии.

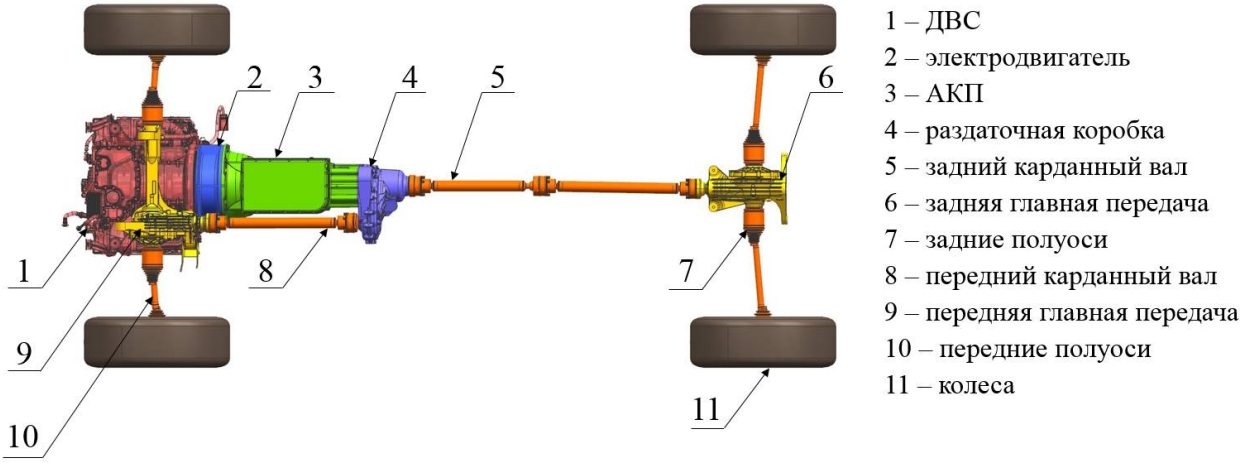


Рисунок 1.16 – Схема трансмиссии исследуемого автомобиля

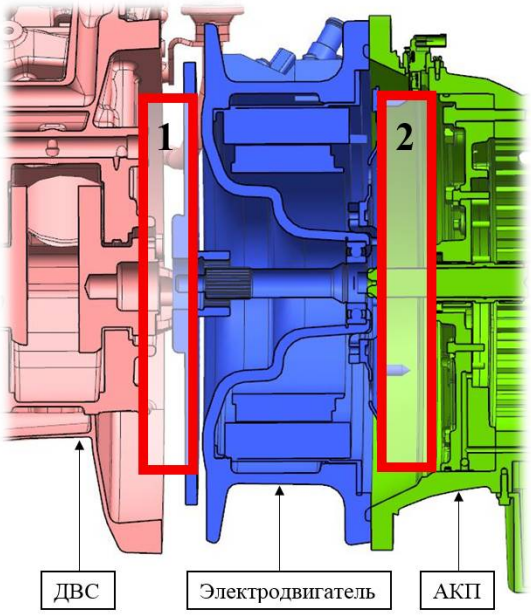


Рисунок 1.17 – Концепция расположения гасителя крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с КЭУ:

1 – между ДВС и электродвигателем; 2 – между электродвигателем и автоматической коробкой передач без гидротрансформатора

В рамках научно-исследовательской работы решаются следующие задачи:

1. теоретическое исследование динамической нагруженности механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС»:
   - исследование влияния гармонических составляющих крутящего момента силовой установки на механическую систему автомобиля с КЭУ;
   - разработка имитационной модели динамических процессов в приводе с КЭУ;
   - исследование влияния на колебания механической системы инерционных и упруго-диссипативных параметров трансмиссии;
   - определение параметров и конструктивных средств для уменьшения динамической нагруженности механической системы автомобиля с КЭУ;
2. разработка комплекса информационно-измерительной аппаратуры;
3. экспериментальное исследование динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС»;
4. обобщение результатов исследований, разработка метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии автомобиля с КЭУ и корректировка по результатам эксперимента имитационной модели.

ГЛАВА 2. ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИИ

2.1. Современные средства инженерного анализа

Современным путём решения прикладных математических задач является применение численных методов решения при компьютерном моделировании динамики различных систем автомобиля. Имитационное моделирование стало неотъемлемой частью при разработке новых агрегатов, систем и сложных технических объектов. Реализация имитационных моделей на ЭВМ позволяет проводить «виртуальные испытания» разрабатываемых конструкций и узлов, из которых они состоят. Такие «испытания» принято называть численными экспериментами. Их использование в инженерной практике позволяет многократно использовать имитационную модель в однотипных численных экспериментах, по результатам которых можно оптимизировать характеристики разрабатываемого изделия, сокращая тем самым существенные затраты времени, труда и материалов на проведение большого объёма натурных экспериментальных и доводочных работ на этапе создания конструкции [16, 24].

Примером таких программ для моделирования физико-технических объектов и систем является *LMS Imagine.Lab AMESim*. Акроним *AMESim* расшифровывается как «*Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems*», или «Усовершенствованная среда для моделирования инженерных систем» [13, 75, 76]. Расчёт моделей проводится с помощью численных методов решения дифференциальных уравнений. В настоящее время данная программа используется в различных областях техники, начиная от авиации, космонавтики и заканчивая автомобильной и общей промышленностью. Интерактивный графический интерфейс даёт пользователям возможность быстро создавать модели сложных мехатронных систем. Полученный «эскиз» интуитивно понятен и является логическим представлением модели исследуемой системы. При помощи визуального модели-

рования инженеру не требуется знание языков программирования, он работает не с кодом, а с библиотекой ранее созданных и проверенных компонентов. Кроме доступных компонентов можно разрабатывать свои собственные, тем самым дополнять уже существующие библиотеки.

В связи с интерактивностью графического интерфейса представленного программного пакета и обширной библиотекой проверенных компонентов составление и исследование имитационной модели динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», в рамках диссертационной работы, выполнено в *LMS Imagine.Lab AMESim*.

2.2. Гармонический анализ крутящего момента двигателя

Одним из основных источников силового воздействия на колёсную машину является двигатель внутреннего сгорания. Из-за неравномерности работы двигателя, обусловленной переменными давлениями в цилиндрах и инерционными силами кривошипно-шатунного механизма, все агрегаты и системы машины испытывают те или иные возмущающие воздействия, которые могут привести к появлению опасных напряжений в деталях трансмиссии, несущих систем и ходовых частей колёсной машины [49].

Имитационное моделирование крутильной системы ДВС и гармонический анализ крутящего момента проведён для двигателя V8, используемого в разрабатываемом ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» автомобиле (см. Рис. 2.1). Разработанная имитационная модель позволяет оценивать величины амплитуд гармонических составляющих крутящего момента двигателя, являющиеся исходными данными при оценки динамической нагруженности элементов крутильной системы трансмиссии [30].

Для расчёта параметров колебаний в трансмиссии, возбуждаемых неравномерностью работы двигателя, достаточной характеристикой воздействия является спектральный состав момента двигателя на последней коренной шейке коленчатого вала [16].

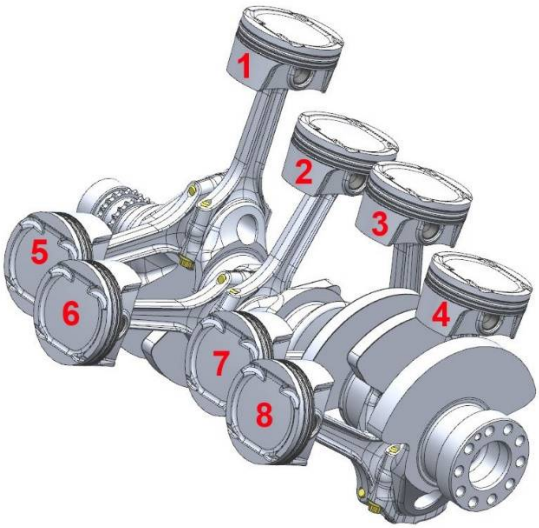


Рисунок 2.1 – Кривошипно-шатунный механизм двигателя V8

Крутящий момент двигателя представляет собой периодическую функцию, которая разложением в ряд Фурье может быть представлена дискретным спектром. Параметры гармонической составляющей зависят от режима работы двигателя. Кривая крутящего момента сил давления газов получается по индикаторной диаграмме работы одного цилиндра двигателя. Для этого по индикаторной диаграмме определяется зависимость сил давления газов (газовых сил) на поршень от угла поворота коленчатого вала. Полученная зависимость используется для построения графика тангенциальной силы, действующей на кривошип.

Результирующий момент на кривошипе определяется в соответствии со схемой (см. Рис. 2.2) по формуле (1).

$$M_{\Gamma} = F_{\Gamma} \cdot R \cdot \left(\sin\theta + \operatorname{tg}\psi \cdot \cos\theta\right), \qquad (1)$$

где: M_{Γ} – крутящий момент от сил давления газов, [Н·м];

F_{Γ} – сила давления газов, действующая вдоль оси цилиндра, [Н];

R – радиус кривошипа, [м];

θ – угол поворота коленчатого вала, [º];

ψ – угол отклонения оси шатуна в плоскости его качания, [º].

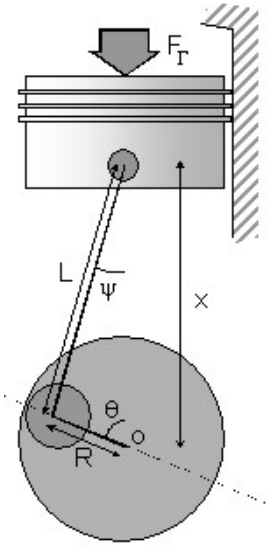


Рисунок 2.2 – Схема расчёта газовых сил

График крутящего момента от газовых сил получается суммированием моментов, передающихся на коленчатый вал от каждого цилиндра с учётом их фазового сдвига.

Момент сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс [39] определяется по формуле (2).

$$M_{\text{и}} = T_{\text{и}} \cdot R \cdot S, \tag{2}$$

$$T_{\text{и}} = m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\lambda}{4} \cdot \sin\theta - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\theta - \frac{3}{4} \cdot \sin 3\theta + \frac{\lambda^2}{4} \cdot \sin 4\theta + \ldots + \right),$$

где: $M_{\text{и}}$ – крутящий момент от сил инерции движущихся масс КШМ, [Н·м];

$T_{\text{и}}$ – удельная тангенциальная составляющая силы инерции КШМ для одного цилиндра, отнесенного к единице площади поршня, [Н/м^2];

m – масса поступательно движущихся частей КШМ, [кг];

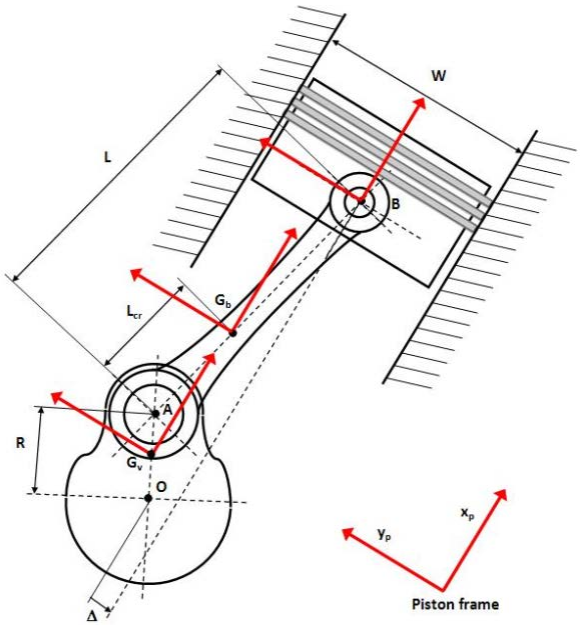
ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя, [1/с];

λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

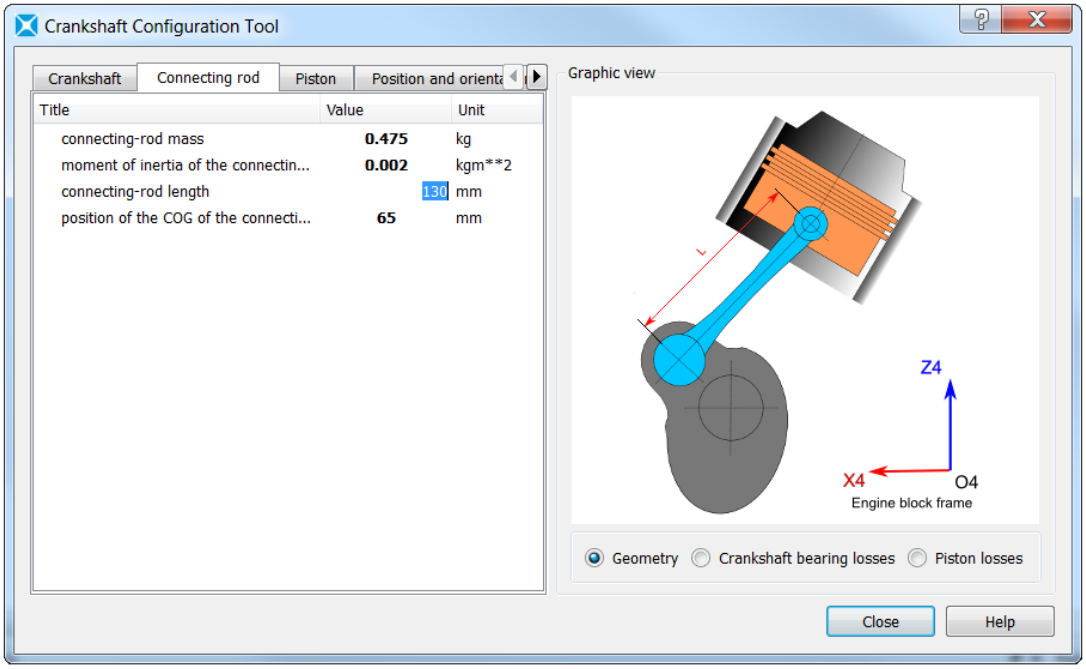
S – площадь поршня, [м^2].

Зависимость крутящего момента двигателя от сил инерции строится в том же порядке, что и зависимость крутящего момента газовых сил.

Схема формирования инерционных сил и пример задания массово-геометрических параметров двигателя в программе *AMESim* представлены на Рис. 2.3.



- а -



- б -

Рисунок 2.3 – Схема формирования инерционных сил (а) и пример задания массово-геометрических параметров двигателя (б)

Для полученных гармоник моментов газовых и инерционных сил определяются коэффициенты Фурье и средний крутящий момент. В свою очередь, суммарное значение момента на последней коренной шейке коленчатого вала рассчитывается как векторная сумма моментов от газовых и инерционных сил. Для полученного набора дискретных значений суммарного момента на последней шейке коленчатого вала двигателя (2^m-мерного вещественнозначного вектора M_k) применяется процедура быстрого преобразования Фурье (БПФ). Результатом будет вектор A размерности $1 + 2^{m-1}$ с комплексными элементами – отсчетами в частотной области. Фактически действительная и мнимая части вектора есть коэффициенты Фурье a_i и b_i, что существенно упрощает их получение.

Таким образом, для функции крутящего момента двигателя *f(t)*, представленной в виде тригонометрического ряда Фурье (3), амплитуды гармоник A_i и фазы φ_i вычисляются по формулам (4) и (5) соответственно.

$$f(t) = A_0 + \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot \sin(i\omega t + \varphi_i) \tag{3}$$

$$F = \mathrm{fft}(M_k);\ A_i = \sqrt{\mathrm{Re}(F_i)^2 + \mathrm{Im}(F_i)^2} \tag{4}$$

$$\varphi_i = -\arg(F_i), \tag{5}$$

где: F – комплекснозначный вектор момента M_k (результат преобразования Фурье);

fft – математический оператор быстрого преобразования Фурье;

i – количество определяемых гармоник;

arg – функция, возвращающая фазу комплексного числа.

Блок-схема программы расчёта для 8-ми цилиндрового двигателя приведена на Рис. 2.4.

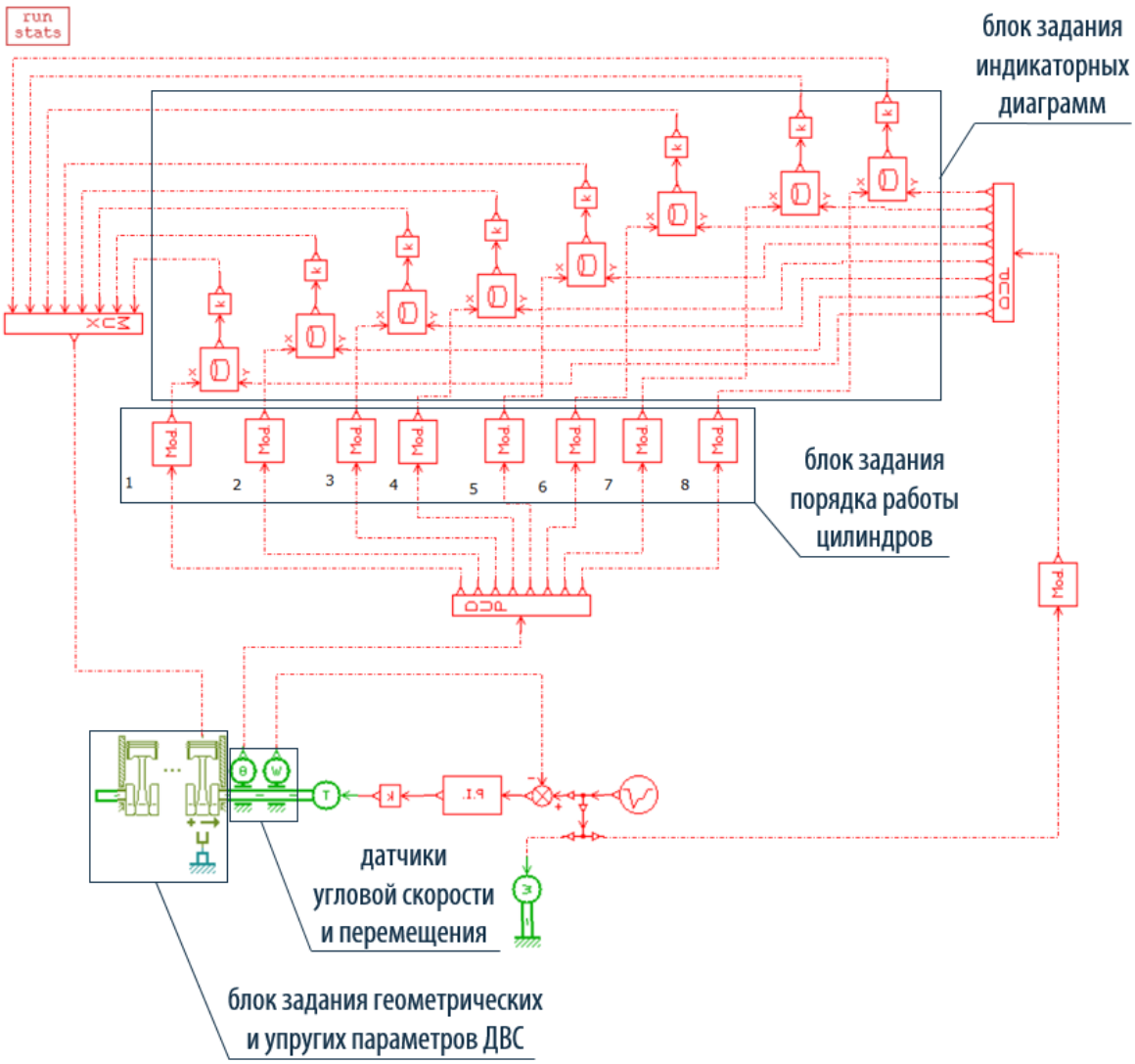


Рисунок 2.4 – Блок-схема программы расчёта двигателя V8

Как указывалось выше, исходными данными для выполнения расчётов являются значения давлений в каждом цилиндре двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала с учётом порядка их работы (см. Рис. 2.5). Индикаторные диаграммы построены по результатам теплового расчета для номинального режима работы двигателя.

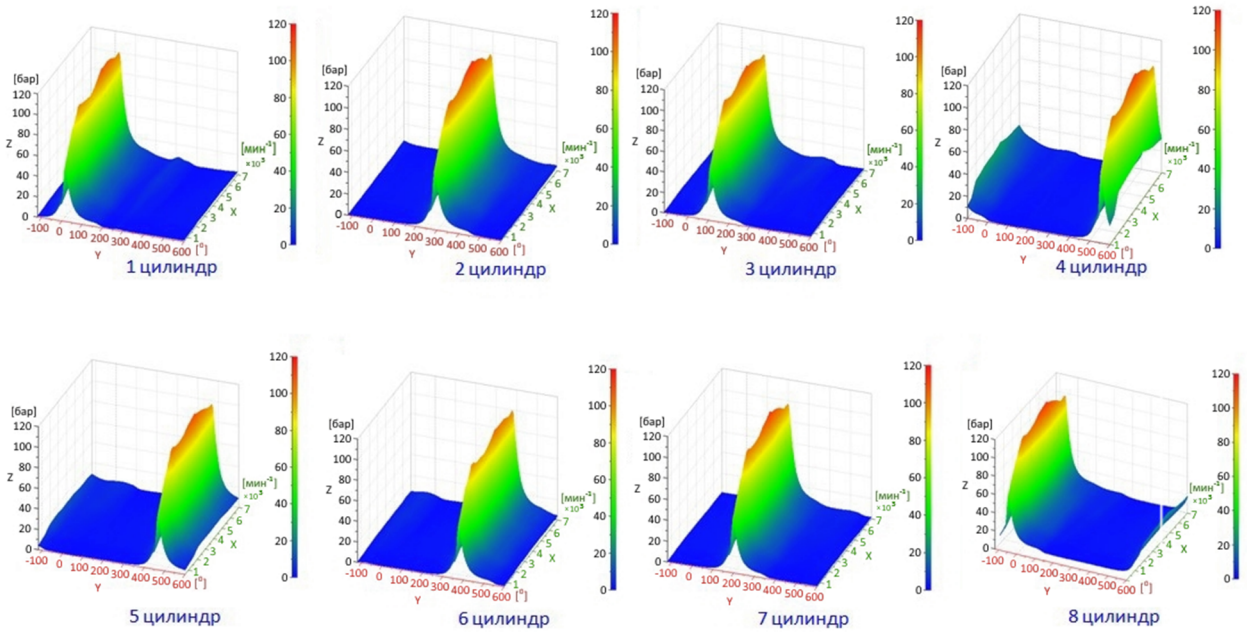
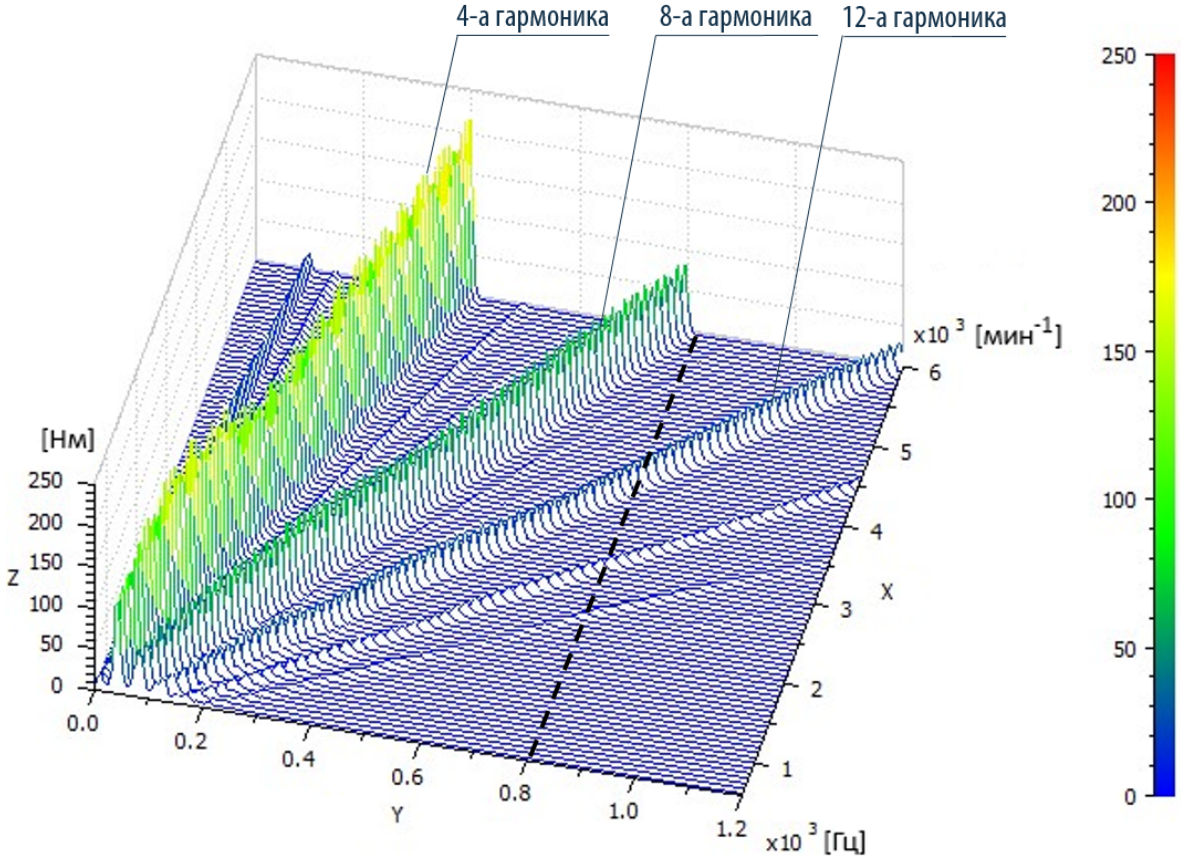


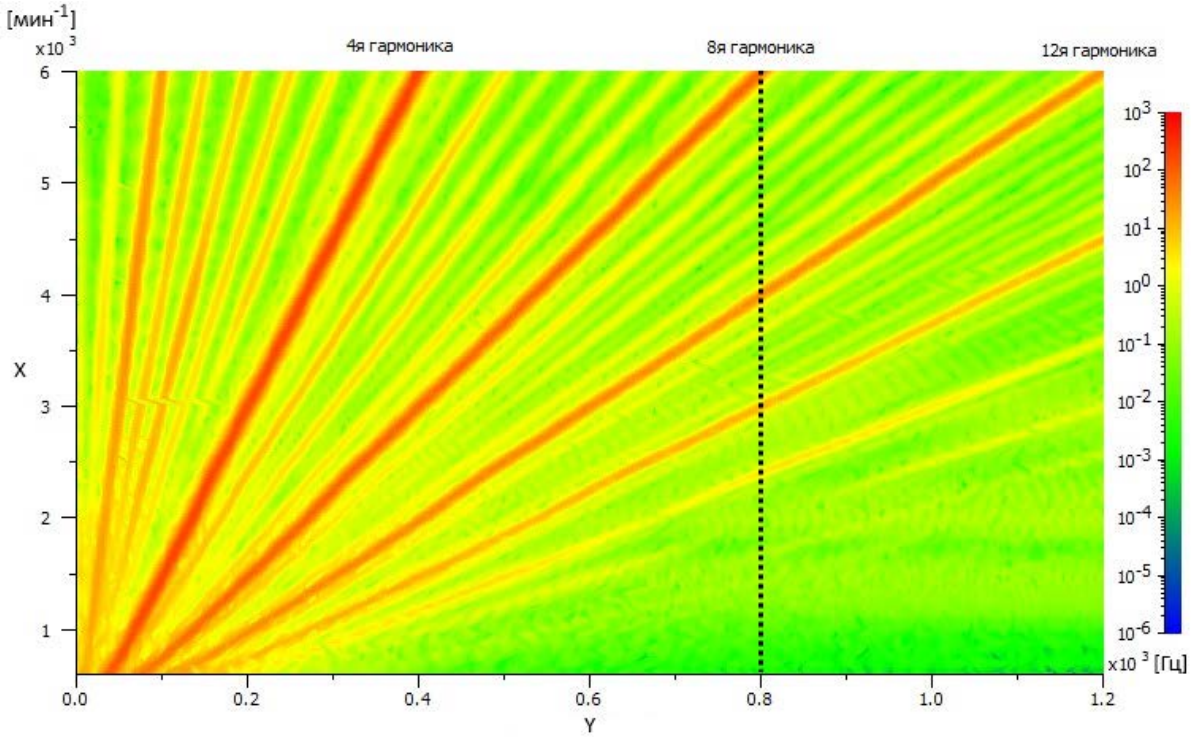
Рисунок 2.5 – Зависимость давления в цилиндрах двигателя V8 от частоты вращения коленчатого вала: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – угол поворота коленчатого вала двигателя, [º], ось Z – эффективное давление в цилиндре двигателя, [бар]

В процессе расчёта выполнен анализ влияния газовых и инерционных составляющих на амплитудно-частотный состав момента двигателя на последней коренной шейке коленчатого вала. Установлено, что для восьмицилиндрового двигателя основными гармониками от газовых сил являются 4, 8 и 12. Инерционная составляющая момента сосредоточена на 4-й гармонике. При этом величина инерционной составляющей на максимальных оборотах достигает значения 30 [Н·м]. Суммарный момент на 4, 8 и 12 гармониках составляет соответственно 270, 120 и 60 [Н·м].

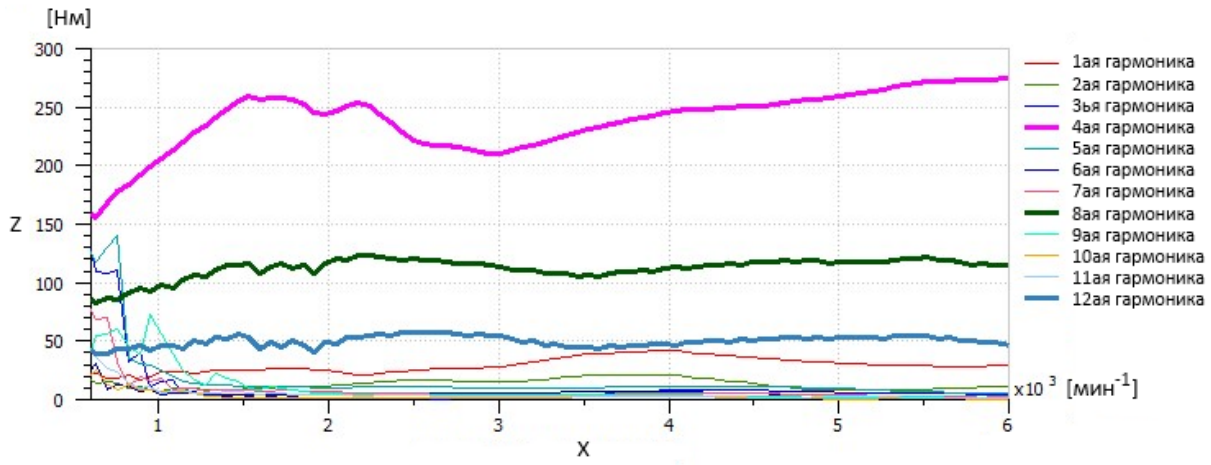
Результаты гармонического анализа крутящего момента двигателя V8 приведены на Рис. 2.6 в трёхмерном, двухмерном отображении плотности крутящего момента и в виде разложения функции крутящего момента в ряд Фурье.


4-а гармоника
8-а гармоника
12-а гармоника
[Нм]
Z
250
200
150
100
50
0
0.0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
1.2
Y
x10 3 [Гц]
x10 3 [мин-1]
6
5
4
3
2
1
X
250
200
150
100
50
0

- а -


[мин-1]
x10 3
4я гармоника
8я гармоника
12я гармоника
6
5
4
3
2
1
X
0.0
0.2
0.4
0.6
0.8
1.0
1.2
Y
10^3
10^2
10^1
10^0
10^-1
10^-2
10^-3
10^-4
10^-5
10^-6
x10 3 [Гц]

- б -



- в -

Рисунок 2.6 – Результаты гармонического анализа крутящего момента двигателя V8: *а* – трёхмерная спектральная плотность крутящего момента от совместного действия инерционных и газовых сил; *б* – двухмерная спектральная плотность крутящего момента от совместного действия инерционных и газовых сил; *в* – гармоники крутящего момента от совместного действия инерционных и газовых сил;

ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$];

ось Y – частота колебаний, [Гц]; ось Z – амплитуда колебаний, [Нм]

Из приведенных результатов следует, что значимые величины амплитуд гармонических составляющих крутящего момента двигателя находятся в диапазоне от 0 до 800 [Гц] (см. Рис. 2.6 *б*). Полученные значения частот и амплитуд гармонических составляющих суммарного момента газовых и инерционных сил являются исходными данными (возмущениями) для дальнейшего определения динамической нагруженности элементов крутильной системы трансмиссии. Развернутый гармонический анализ крутящего момента двигателя приведен в Приложении П1.

2.3. Определение модальных характеристик системы трансмиссии

Общепринятый метод расчёта частот и форм собственных колебаний системы «Двигатель-трансмиссия-автомобиль» изложен в работах НАН Белоруссии (Минск) и ВНИИТрансмаш [46]. При этом расчёт осуществляется матричным способом для линейных систем без учёта демпфирования.

Так как в динамических системах трансмиссии присутствует достаточно много масс с малыми моментами инерции, соединенных упругими связями с большими коэффициентами жёсткости, то их наличие обуславливает возникновение в системе колебаний с высокими частотами и приводит к увеличению затрат при расчётах этих колебаний. Это может быть оправдано лишь в редких случаях при необходимости изучения широкого спектра колебаний в данной динамической системе, когда это связано с высокочастотными явлениями и шумом.

Для определения динамической нагруженности элементов системы трансмиссии достаточно ограничиться рассмотрением колебаний с низкими частотами, что с допустимой точностью может быть достигнуто при рассмотрении динамической системы с малым числом масс. Таким образом, на этапе составления динамической колебательной системы проводится оптимизация количества принимаемых во внимание приведенных инерционных масс, соответствующих деталям или группам деталей трансмиссии.

Сокращение числа ответвлений динамической системы и переход к «рядной» системе без ответвлений упрощает исходную динамическую систему, облегчая и ускоряя её динамический анализ, минимизируя, при этом, ограничения по времени и затратам на расчёт.

Упрощение достигается за счет слияния нескольких близко расположенных друг к другу масс в одну, момент инерции которой равен сумме моментов инерции объединяемых масс. Основное требование, которое необходимо выполнить при этом, – эквивалентность расчётной динамической системы исходной, т.е. близость характеристик колебательных процессов, ча-

стот и форм колебаний обеих систем, и их амплитудно-частотных характеристик [1].

В данной работе модальные характеристики рассматриваемой динамической системы определяются на основе разложения в ряд Фурье точного численного решения уравнения динамики системы (в том числе, с учётом диссипативных характеристик). Минимальное число масс выбирается из условия определения собственных частот системы, попадающих в частотный диапазон основных моторных гармоник двигателя. Из результатов оценки гармонических составляющих двигателя, приведенных во втором разделе (см. подраздел 2.2), следует, что для рассматриваемого двигателя существенные амплитуды гармонических составляющих действуют в полосе частот до 800 [Гц] (см. Рис. 2.6 *б*). Следовательно, при обосновании сложности модели критерием её многомассовости должно быть условие выявления собственных частот системы в указанном диапазоне. Для этого в данной работе, в соответствии с известными принципами редуцирования последовательно рассматриваются трёх-, четырёх- и пятимассовая модели.

Трёхмассовая модель позволяет определить собственные частоты системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС», где вращающиеся элементы трансмиссии учитываются как единое целое и приводятся к двигателю с учётом включенной передачи. Четырёхмассовая модель дополнительно учитывает инерционность ротора электродвигателя.

Пятимассовая модель отличается от четырёхмассовой тем, что коробка передач, состоящая из 4-х планетарных рядов (далее – ПР) разбита на два планетарных механизма (ПМ1 и ПМ2), соединенных упругим валом и упругой втулкой (параллельно) с меньшей податливостью. Момент инерции ПМ1 представляет собой сумму ПР1 и ПР2, а ПМ2 – это сумма ПР3 и ПР4.

Суммарная жёсткость соединения двух частей коробки передач определяется исходя из кинематики звеньев для каждой передачи.

Подробный расчёт эквивалентных параметров редуцированной системы трансмиссии, а также упруго-инерционные параметры исходной динамической системы представлены в Приложении П2.

Схемы приведения конструкции к трёх-, четырёх- и пятимассовым моделям представлены на Рис. 2.7, 2.8, 2.9.

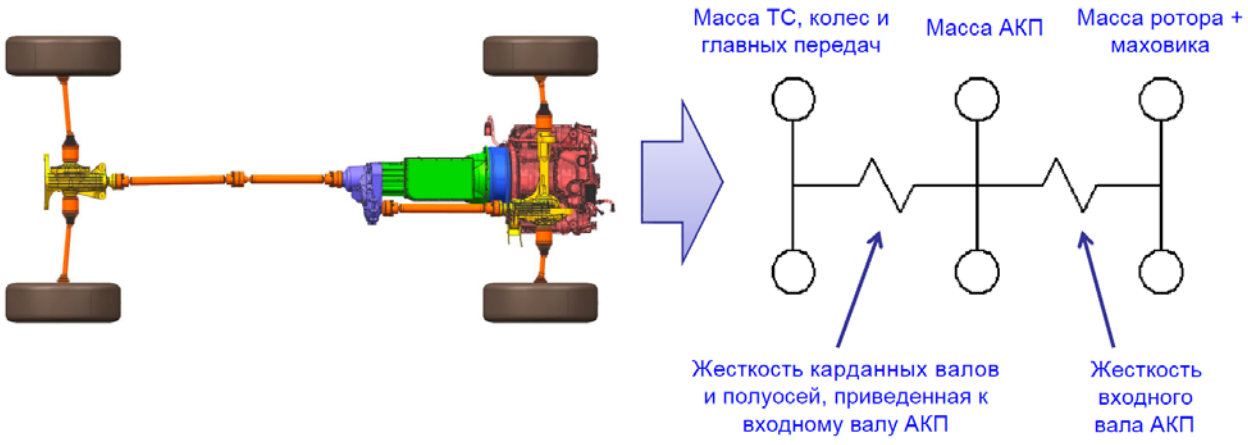


Рисунок 2.7 – Схема приведения системы к трёхмассовой динамической модели

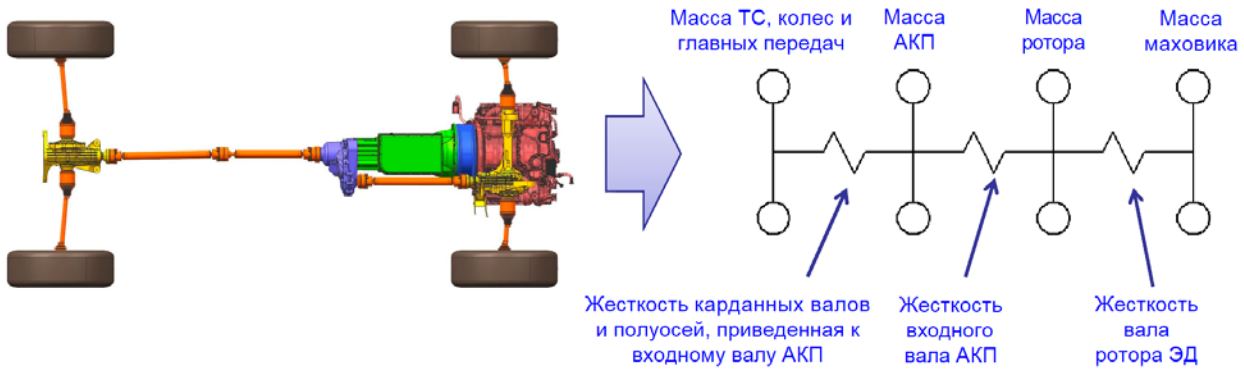


Рисунок 2.8 – Схема приведения системы к четырёхмассовой динамической модели

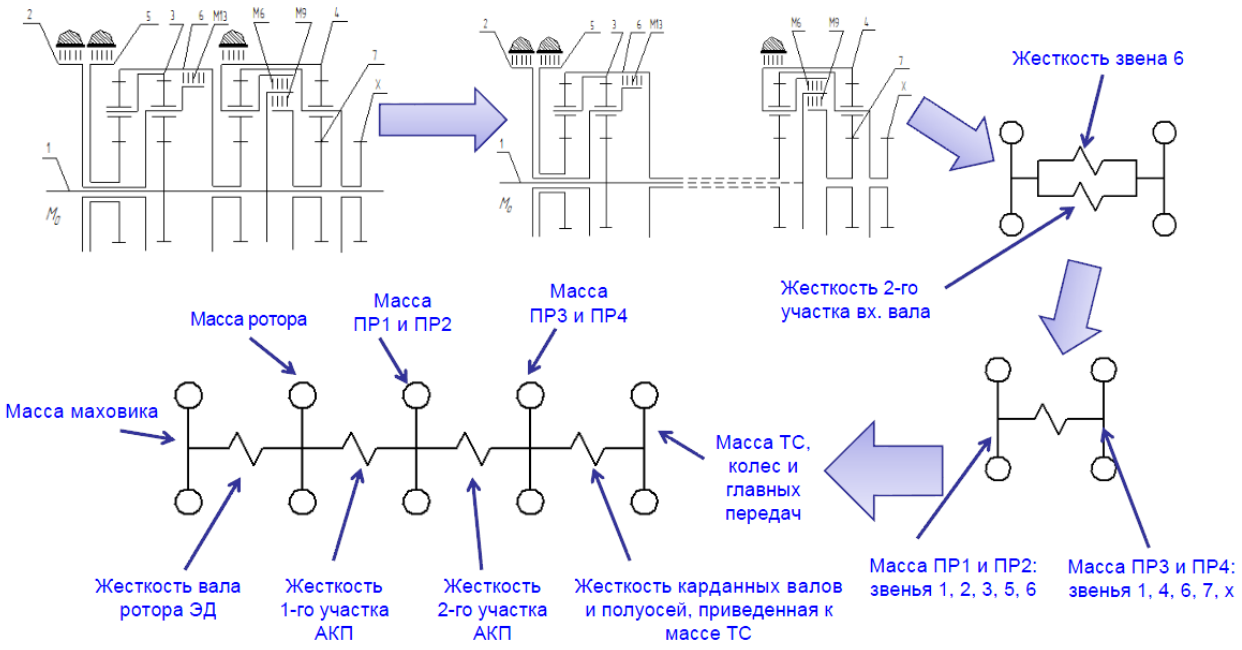


Рисунок 2.9 – Схема приведения системы к пятимассовой динамической модели

Численное и графическое представление результатов модального анализа (собственные частоты для всех передач и формы колебаний для первой передачи) приведенных трёх моделей для исследуемого автомобиля представлены в табл. 3, 4, 5 и Рис. 2.10, 2.11, 2.12.

Таблица 3 – Результаты определения собственных частот трансмиссии по трёхмассовой модели

№ передачи	Собственные частоты, Гц	
1	3,5	79,5
2	4,9	40,8
3	8,0	52,1
4	10,3	49,5
5	11,6	43,2
6	11,6	36,7
7	13,8	38,4
8	14,7	37,1
9	15,2	35,4
ЗХ	3,4	74,5

Таблица 4 – Результаты определения собственных частот трансмиссии по четырёхмассовой модели

№ передачи	Собственные частоты, Гц		
1	3,5	78,4	177,3
2	4,9	40,5	176,2
3	8,0	51,6	176,3
4	10,3	49,2	176,3
5	11,6	42,9	176,3
6	11,5	36,4	176,2
7	13,7	38,1	176,2
8	14,7	36,9	176,2
9	15,1	35,1	176,2
ЗХ	3,4	73,5	177,2

Таблица 5 – Результаты определения собственных частот трансмиссии по пятимассовой модели

№ передачи	Собственные частоты, Гц			
1	3,8	79,3	177,4	453
2	5,5	53,6	177,1	475,2
3	8,2	61,5	177	331,4
4	10,4	51,4	172,6	191,4
5	11,8	50,4	176,8	263,3
6	11,7	44,0	177	282,6
7	14,0	44,3	176,6	249,9
8	14,7	36,9	170,1	187,2
9	15,4	40,7	176,7	278,7
ЗХ	3,7	74,6	177,3	434,1

Сравнительный анализ собственных частот расчётных схем с различным числом масс показывает следующий результат.

1) На низших формах колебаний разность частот моделей с различным числом масс не превышает 8 ... 10 %. В то же время четырёхмассовая модель добавляет частоту в диапазоне от 170,1 [Гц] до 177,4 [Гц] с узлом колебаний между ротором ЭД и маховиком ДВС. Пятимассовая модель добавляет формы колебаний на частотах от 187,2 [Гц] до 475,2 [Гц] с узлом колебаний между массами в АКП.

2) Дальнейшее усложнение динамической модели нецелесообразно. Это связано с тем, что учёт дополнительных масс коробки передач приводит

к появлению высокочастотных колебаний, частота которых превышает диапазон возмущений, генерируемых двигателем, возбуждение резонанса на которых маловероятно, а оценка модальных характеристик будет недостоверной в виду невозможности точного расчёта упругих характеристик нелинейных сопряжений в шлицах, зубчатых зацеплениях и т.д.

Таким образом, при оценке динамической нагруженности трансмиссии исследуемого автомобиля с рассмотренным 8-ми цилиндровым двигателем можно считать обоснованным использование пятимассовой модели для проведения дальнейших исследований.

Анализ форм колебаний показал, что в рассматриваемой системе наибольшую опасность по динамической нагруженности представляют формы колебаний с узлами между ДВС и ЭД (170,1 ... 177,4 [Гц]), между ЭД и АКП (36,9 ... 79,3 [Гц]), а также между массами коробки передач (187,2 ... 475,2 [Гц]), соединяемых упругим валом и трубой.

Наглядной характеристикой условий возбуждения резонансных режимов на различных участках трансмиссии является совмещённая характеристика гармоник двигателя с диапазонами собственных частот системы, приведенная на Рис. 2.13. Например, для третьей формы колебаний (диапазон частот от 170,1 [Гц] до 177,4 [Гц] с узлом колебаний между ЭД и ДВС) можно прогнозировать возникновение трёх резонансов на оборотах от 800 до 2600 [мин$^{-1}$] (см. Рис. 2.13). Оценка частот и амплитуд возникающих колебаний исходной динамической системы с учётом диссипативных свойств выполняется в следующем разделе.

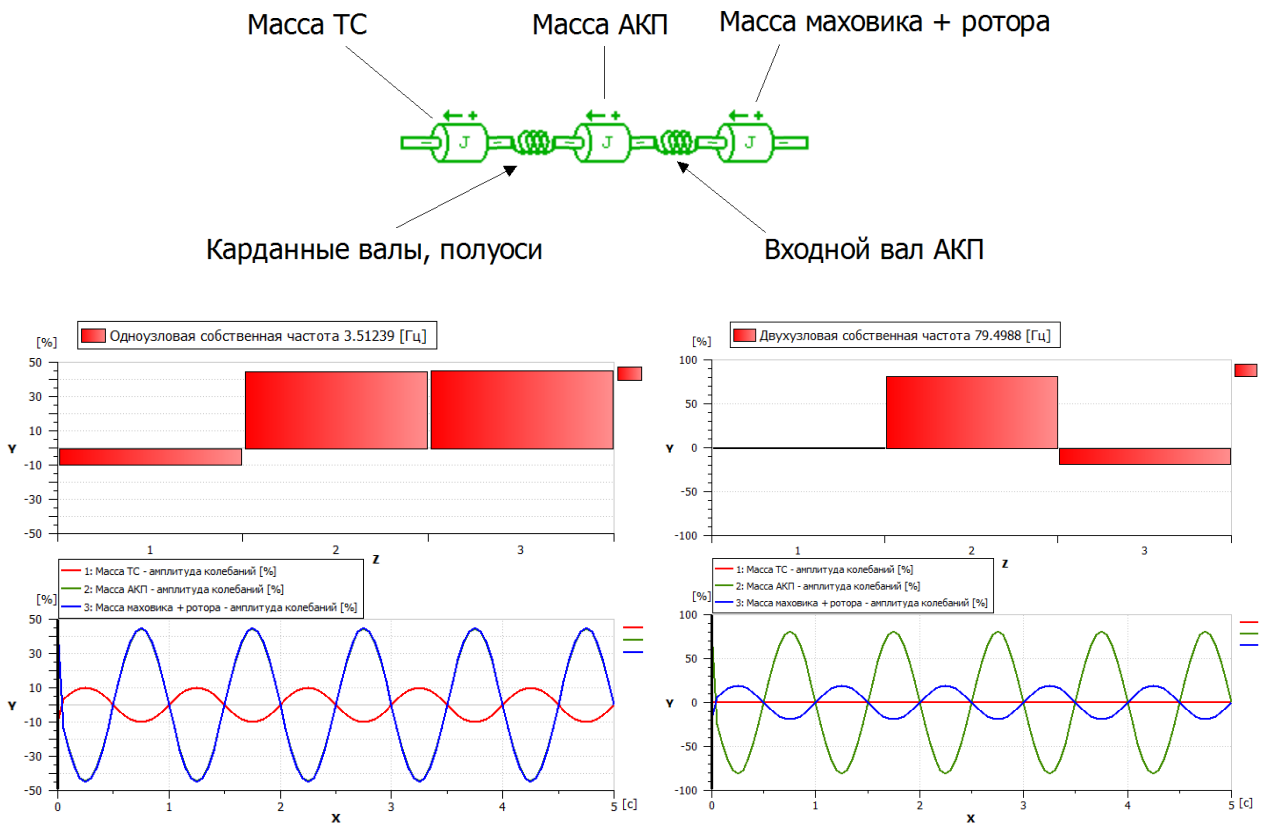


Рисунок 2.10 – Формы колебаний для трёхмассовой модели (первая передача): ось X – временная шкала, [с]; ось Y – амплитуда колебаний, [%]; ось Z – количество инерционных масс

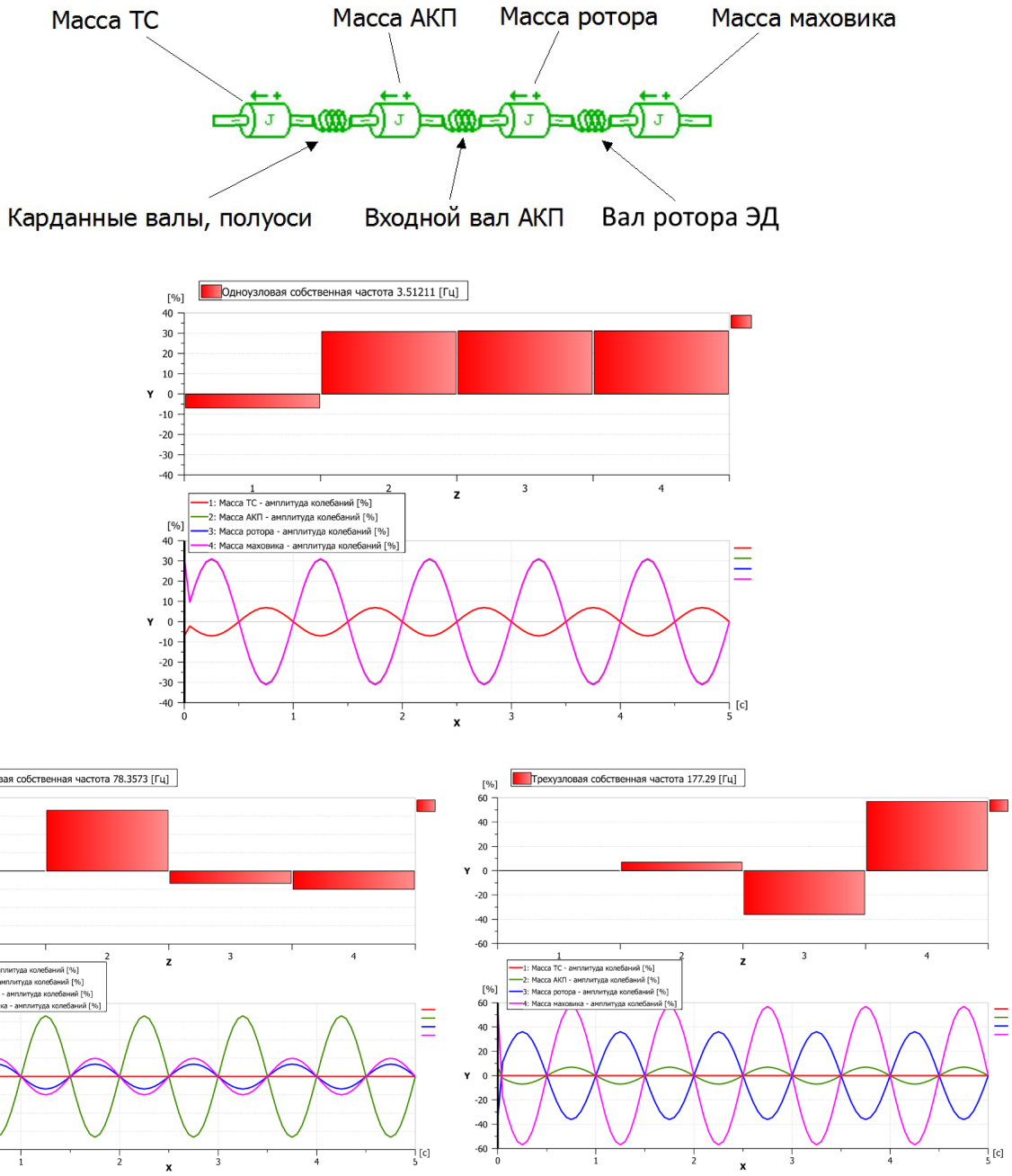


Рисунок 2.11 – Формы колебаний для четырёхмассовой модели (первая передача): ось X – временная шкала, [с]; ось Y – амплитуда колебаний, [%]; ось Z – количество инерционных масс

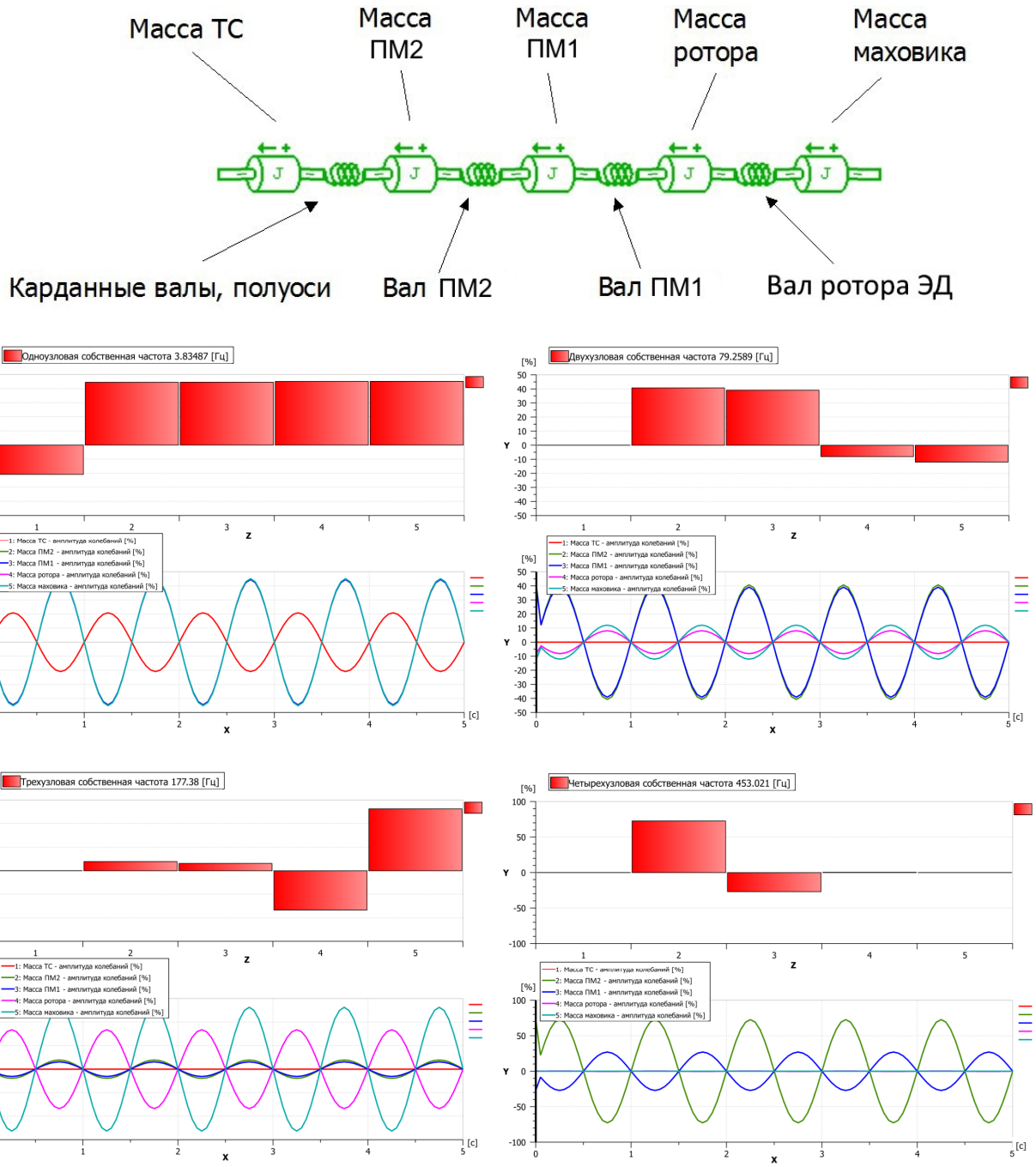


Рисунок 2.12 – Формы колебаний для пятимассовой модели (первая передача): ось X – временная шкала, [с]; ось Y – амплитуда колебаний, [%]; ось Z – количество инерционных масс

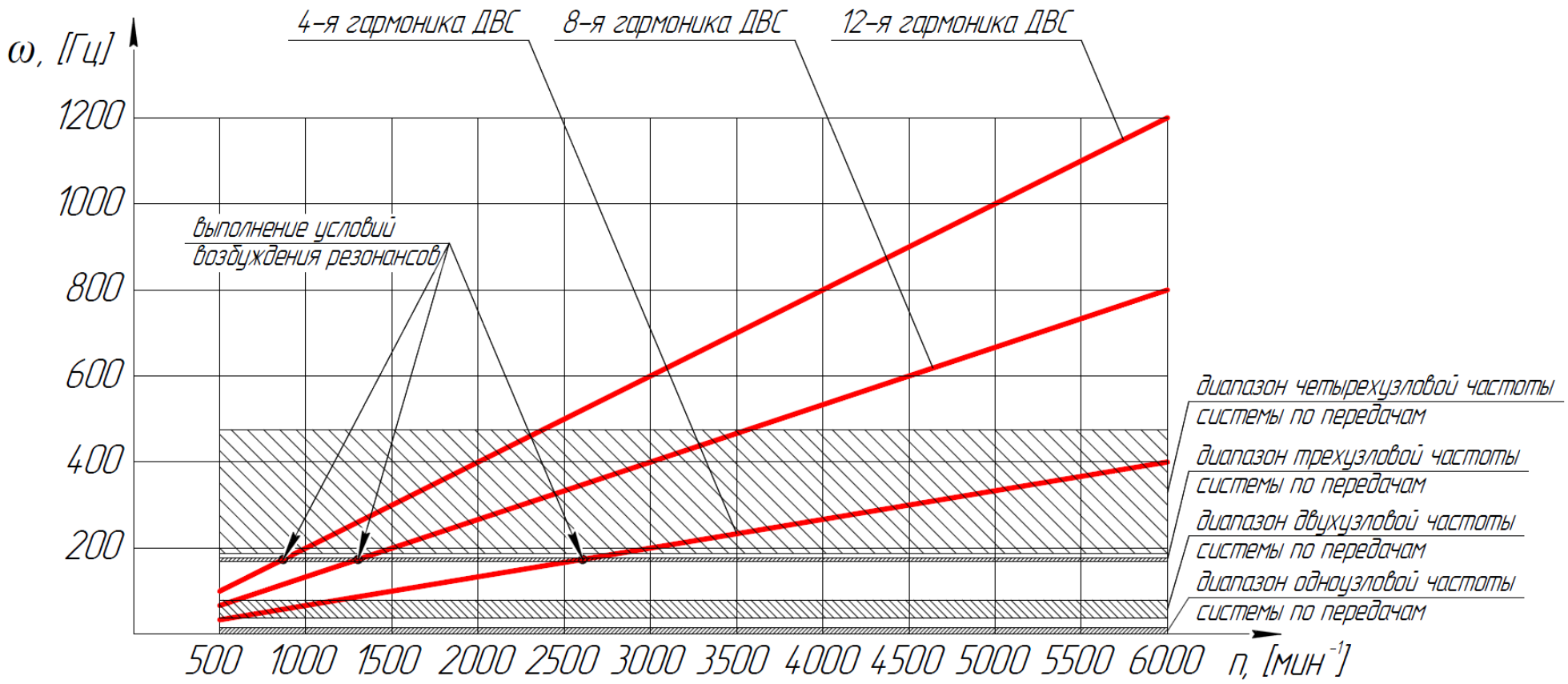


Рисунок 2.13 – Совмещённая характеристика гармоник ДВС и диапазонов собственных частот системы

2.4. Критерий оценки динамической нагруженности системы по уровню виброускорений

Как правило, надёжность конструкции определяется коэффициентом запаса прикладываемой нагрузки, превышение которой приводит к появлению опасных напряжений в деталях трансмиссии и преждевременному выходу их из строя.

Однако для планетарных коробок передач с фрикционными элементами управления возможность передачи как крутящего момента, так и его переменных составляющих ограничена коэффициентом запаса сцепления β во фрикционных муфтах [26]. В случае, если динамические импульсы, идущие от силовой установки, превысят допустимое значение, то это приведёт к буксованию фрикционного пакета, где за счёт сил трения между дисками будет осуществлено ограничение максимальной амплитуды путём перевода механической энергии в тепловую.

Для уменьшения поверхностной температуры дисков коэффициент запаса сцепления должен иметь небольшое значение, близкое к единице. Как правило, для фрикционных муфт, работающих в масле, значение β лежит в пределах β = 1,1…1,3. Кроме того, с точки зрения управления автоматической коробкой передач, небольшое значение коэффициента запаса сцепления позволяет повысить точность управления электромагнитными клапанами гидравлической системы управления коробки передач, что обеспечивает, тем самым, плавность включения передач в АКП.

Таким образом, закладываемый в конструкции автоматической коробки передач коэффициент запаса сцепления предопределяет, с точки зрения оптимальной теплонагруженности фрикционных элементов управления, динамической нагрузки элементов трансмиссии и плавности включения фрикционных муфт, допустимый уровень углового ускорения ведущих элементов ФЭУ АКП [31].

Расчёт работы буксования фрикционных дисков позволяет определить максимально допустимое значение углового ускорения инерционных масс, приведенных к АКП. В данном случае этот параметр можно использовать не только в роли диагностирования эффектов вибрации, но и в качестве критерия оценки динамической нагруженности трансмиссии.

Анализ процесса буксования фрикционных дисков [67] показывает, что момент $M_ф$, развиваемый муфтой во втором периоде буксования, возрастает до максимального значения при полном замыкании дисков (см. Рис. 2.14).

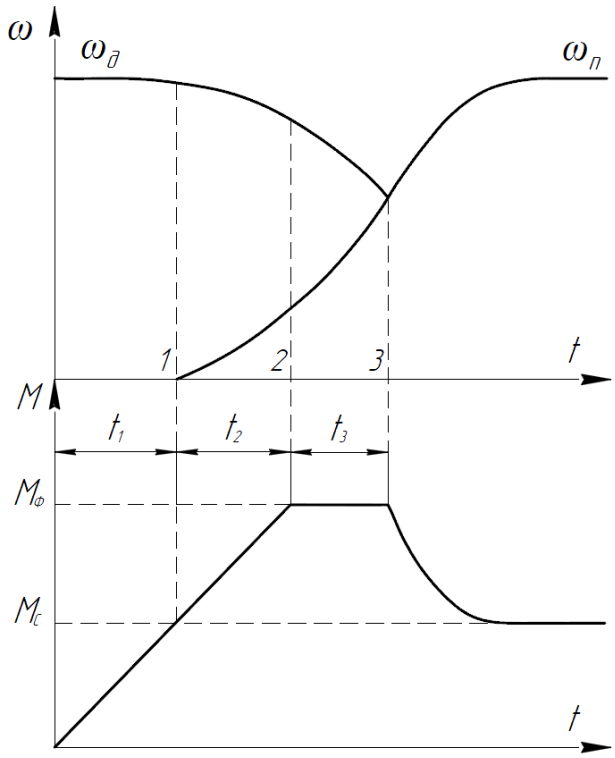


Рисунок 2.14 – Схема процесса буксования муфты:

$M_ф$ – максимальный момент, развиваемый муфтой; M_C – момент сопротивления движению; $\omega_д$ – угловая скорость вала ДВС; ω_n – угловая скорость ведомого вала муфты; t_1, t_2, t_3 – время соответствующего периода буксования

Согласно представленной диаграмме (см. Рис. 2.14), момент $M_ф$, развиваемый муфтой, определяется по формуле (6).

$$M_ф = M_д + J_д \cdot \varepsilon_д, \tag{6}$$

где: $M_д$ – крутящий момент ДВС, [Н·м];

$M_ф = \beta \cdot M_д$ – максимальный момент, развиваемый муфтой, [Н·м];

β – коэффициент запаса сцепления;

$J_д$ – момент инерции ведущих элементов муфты, [кг·м^2];

$\varepsilon_д$ – угловое ускорение инерционных масс, [рад/с^2].

Таким образом, рассматривая процесс буксования при передачи полного крутящего момента, максимально допустимое значение углового ускорения инерционных масс определяется по формуле (7).

$$\varepsilon_д = \frac{M_д \cdot (\beta - 1)}{J_д} \tag{7}$$

Учитывая значения максимального крутящего момента ДВС V8, моментов инерции элементов трансмиссии и рекомендованное для фрикционных муфт, работающих в масле, значение коэффициента запаса сцепления, для исследуемой механической системы определён допустимый предел углового ускорения инерционных масс $\varepsilon_д$ = 1250 [рад/с^2].

Данное значение принимается в качестве целевого параметра при варьировании характеристик ГКК и определении допустимого предела динамической нагруженности трансмиссии.

2.5. Оценка влияния на динамическую нагруженность трансмиссии работы электродвигателя

Для оценки влияния переменных составляющих крутящего момента, формируемых электродвигателем, на динамическую нагруженность трансмиссии выполнен спектральный анализ крутящего момента на номинальной частоте электродвигателя n = 2200 [мин$^{-1}$] (см. Рис. 2.15 *а*).

Спектральный анализ крутящего момента ЭД выполнен на основе анализа функции крутящего момента ЭД от времени. Для обеспечения требуемого разрешения по частоте при определении спектральной плотности крутящего момента выполнена аппроксимация функции, приведенной на Рис. 2.15 *а*. Подготовлен массив данных (дискретных значений) и определены коэффициенты тригонометрического ряда, соответствующие гармоникам крутящего момента электродвигателя.

Из спектра крутящего момента следует, что частота гармоник ЭД соответствует 55 (2034 [Гц]), 110 (4068 [Гц]) и 330 гармоникам ДВС, амплитуды гармонических составляющих крутящего момента равны 5,2 [Нм], 4,5 [Нм] и 2,5 [Нм] соответственно (см. Рис. 2.15 *б*), и в рассматриваемой системе вызвать резонанс не могут. Обработка проведена в программном пакете PowerGraph Professional 3.3.8, предназначенном для статистической обработки результатов расчётов или измерений.

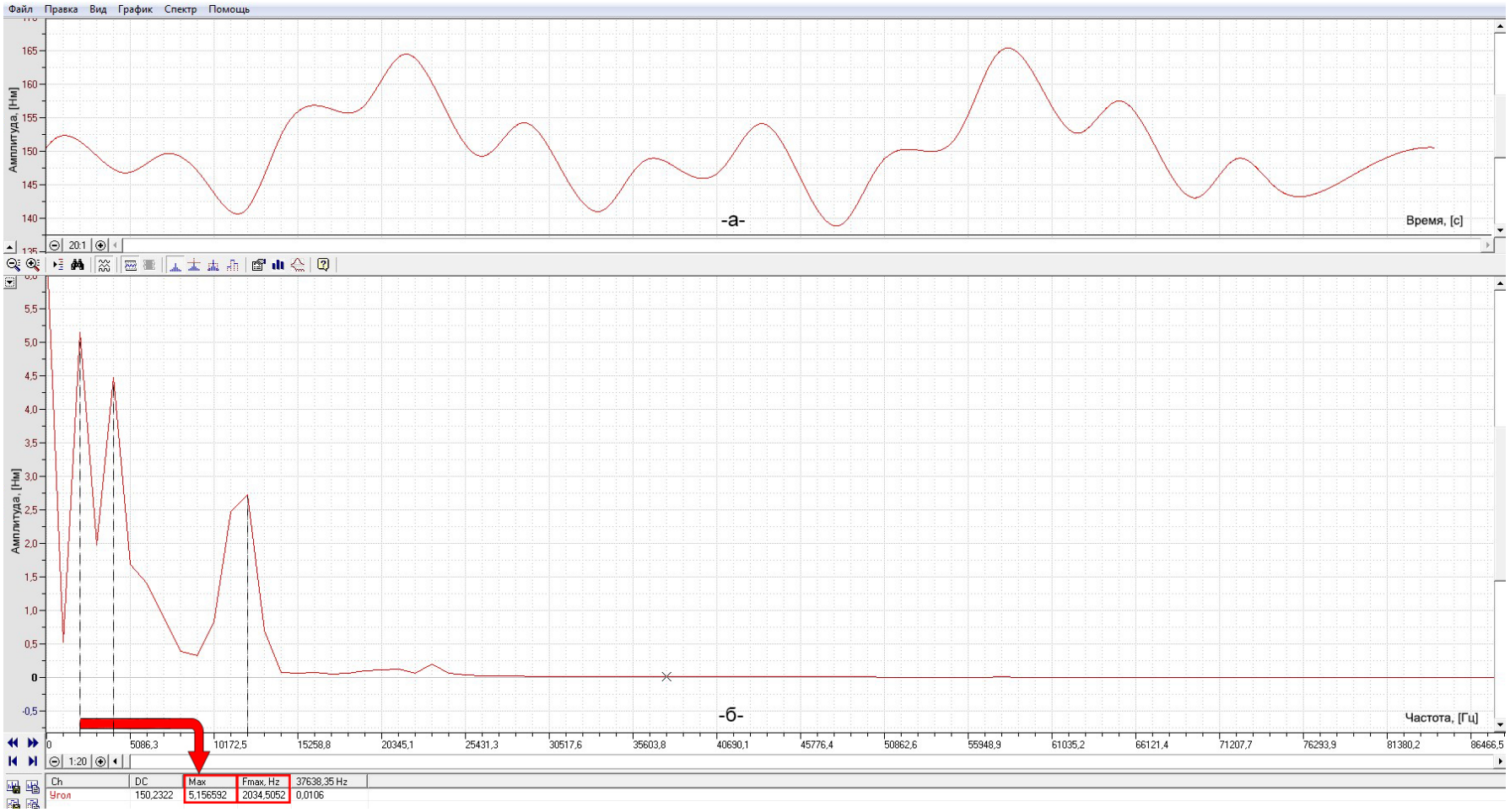


Рисунок 2.15 – Спектральный анализ крутящего момента электродвигателя:

а – фрагмент осциллограммы временной функции крутящего момента электродвигателя; *б* – спектр крутящего момента электродвигателя при номинальной частоте вращения n = 2200 [мин$^{-1}$].

2.6. Определение динамической нагруженности системы на установившихся режимах

Динамическая нагруженность определяется на основе имитационного моделирования динамики пятимассовой системы на установившихся режимах работы. Система дифференциальных уравнений приводится ниже (8).

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) + c_1 \cdot \left(\varphi_1 - \varphi_2\right) = M\left(t\right) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1\right) + b_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3\right) + c_1 \cdot \left(\varphi_2 - \varphi_1\right) + c_2 \cdot \left(\varphi_2 - \varphi_3\right) = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + b_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2\right) + c_2 \cdot \left(\varphi_3 - \varphi_2\right) + c_3 \cdot \left(\varphi_3 - \varphi_4\right) = 0 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + c_3 \cdot \left(\varphi_4 - \varphi_3\right) + c_4 \cdot \left(\varphi_4 - \varphi_5\right) = 0 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_4 \cdot \left(\varphi_5 - \varphi_4\right) = 0 \end{cases}, \qquad (8)$$

где: J_1 – приведенный момент инерции вращающихся частей ДВС, включая момент инерции маховика;

J_2 – приведенный момент инерции вращающихся частей электродвигателя;

J_3 – приведенный момент инерции вращающихся частей первого планетарного механизма АКП;

J_4 – приведенный момент инерции вращающихся частей второго планетарного механизма АКП;

J_5 – приведенный момент инерции колёсной машины;

b_1 – коэффициент диссипации ГКК между маховиком ДВС и ротором ЭД;

b_2 – коэффициент диссипации ГКК между ротором ЭД и АКП;

c_1 – приведенная жёсткость ротора ЭД;

c_2 – приведенная жёсткость входного вала АКП;

c_3 – приведенная жёсткость входного вала и цилиндрической втулки АКП;

c_4 – приведенная жёсткость карданных валов и полуосей;

$\varphi_1 \ldots \varphi_5$, $\varphi_1' \ldots \varphi_5'$, $\varphi_1'' \ldots \varphi_5''$ – обобщенные координаты и их соответствующие производные;

$M(t)$ – возмущающий момент, создаваемый КЭУ.

Исследование выполнено по пятимассовой модели в программном пакете LMS Imagine.Lab Wheel Torque Management Solution.

На Рис. 2.16 приведена блок-схема программы расчёта динамики механической системы, где источником возмущающего воздействия на пятимассовую модель «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС» являются переменные составляющие крутящего момента ДВС и электродвигателя [33]. В процессе моделирования двигатель разгонялся за 20 с от 500 [мин$^{-1}$] до 6000 [мин$^{-1}$].

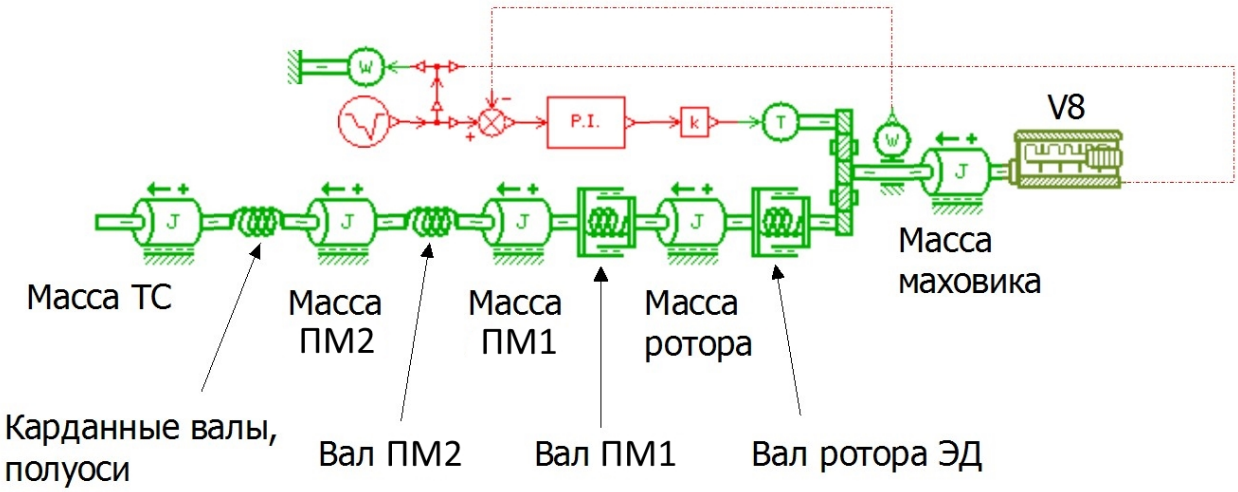


Рисунок 2.16 – Блок-схема программы расчёта динамики системы

Результаты моделирования представлены в виде фрагментов осциллограмм, характеризующих изменение ускорений (см. Рис. 2.17) и в виде амплитудно-частотного 3D-спектра на каждой из основных гармоник двигателя (см. Рис. 2.18) на первой передаче. Из полученного 3D-спектра видно на каких частотах вращения силовой установки и с какой амплитудой возникают резонансные явления для каждой из инерционных масс системы.

Результаты обработки полученных данных исследования динамической нагруженности сведены в табл. 6.

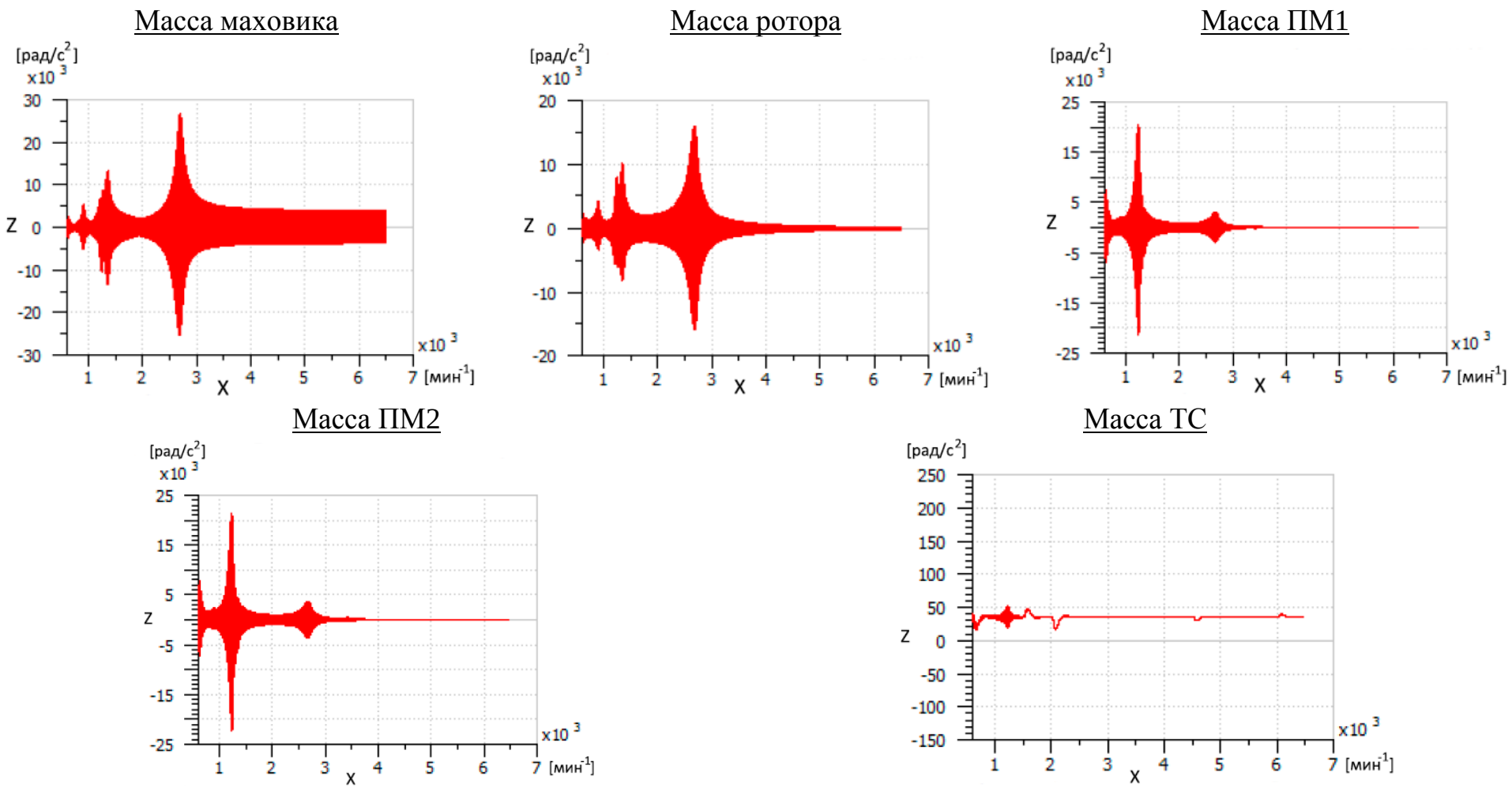


Рисунок 2.17 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на первой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

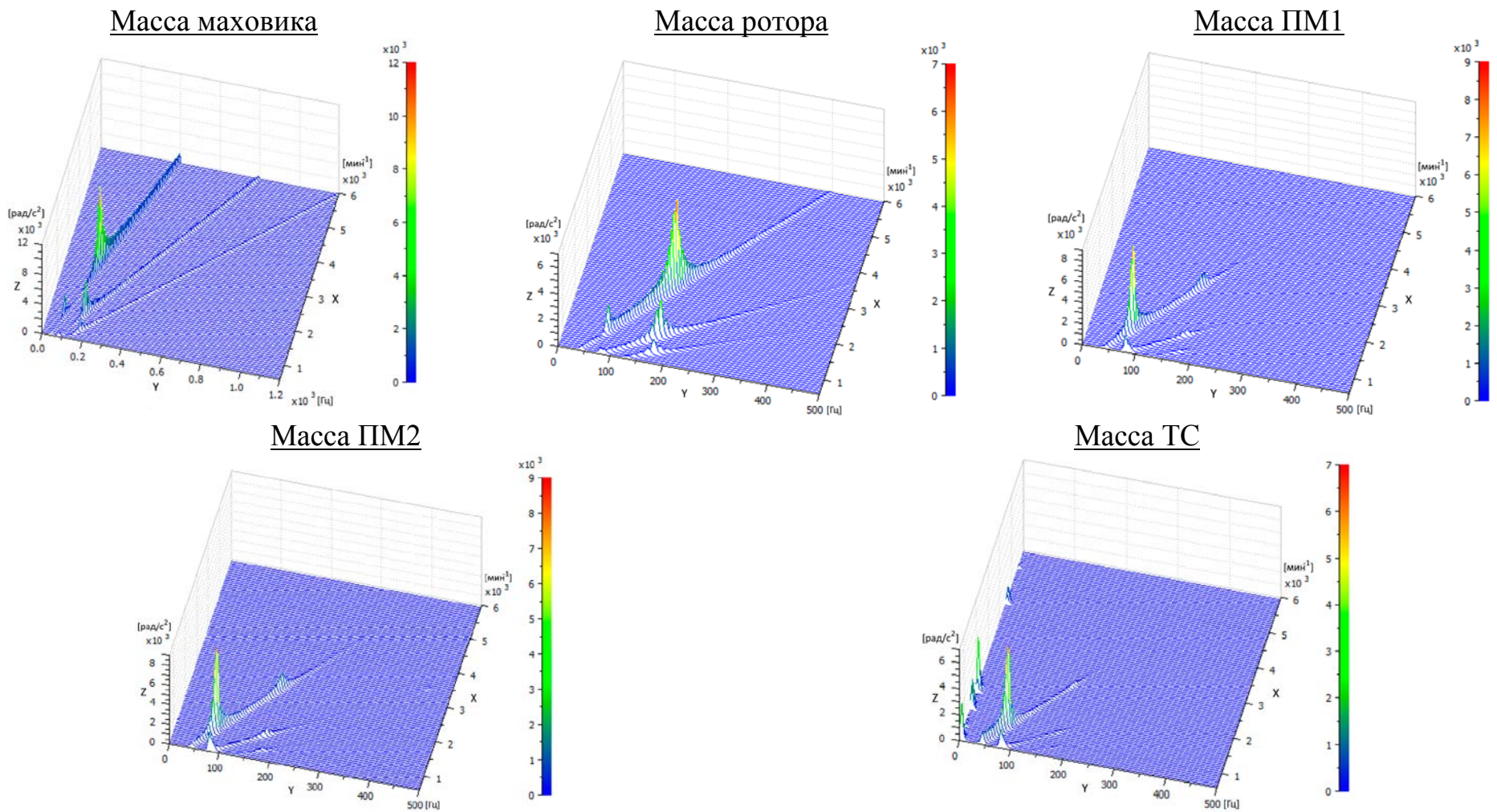


Рисунок 2.18 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на первой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

Таблица 6 – Результаты обработки полученных данных исследования динамической нагруженности автомобиля с КЭУ по спектрограмме

№ передачи	Угловые ускорения инерционных масс, [рад/с^2]				
	Маховик ДВС	Ротор ЭД	ПМ1	ПМ2	ТС
1	12000	7000	9000	9000	7,0
2	12000	7000	2500	2500	3,5
3	12000	7000	4000	4500	5,0
4	12000	5000	30000	4000	5,0
5	12000	7000	3500	2000	5,0
6	12000	7000	800	900	2,0
7	12000	6000	5000	1200	2,5
8	12000	6000	20000	800	1,2
9	12000	6000	3000	600	2,0
ЗХ	10000	6000	5500	6000	5,0

Из приведенных данных следует, что уровень вибронагруженности всех масс, кроме пятой (имитирующей автомобиль) от двух до двадцати четырёх раз превышает допустимый 1250 [рад/с^2].

2.7. Разработка рекомендаций по выбору упруго-диссипативных параметров ГКК

Анализ амплитуд и форм колебаний показывает, что наиболее критичными являются двухузловая форма колебаний в диапазоне частот 36,9 ... 79,3 [Гц] с узлом колебаний между ротором и коробкой передач, а также трёхузловая форма колебаний в диапазоне частот 170,1 ... 177,4 [Гц] с узлом между маховиком ДВС и ротором ЭД.

На этих частотах колебания происходят с высоким значением амплитуд от 7000 до 12000 [рад/с^2]. Из анализа совмещённой характеристики гармоник ДВС и диапазонов собственных частот системы следует, что для обеспечения допустимого уровня вибронагруженности необходимо отстроиться для 8-цилиндрового двигателя от 4-й, 8-й и 12-й гармоник. Для этого собственную частоту элементов систем «ДВС – ЭД» и «ЭД – трансмиссия» необходимо

уменьшить до уровня 30 ... 35 [Гц]. Для этого жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД должна быть уменьшена в 25 раз (собственная частота уменьшится при этом пятикратно). При этом оценка возможности возникновения резонансных колебаний внутри коробки передач (между массами ПМ1 и ПМ2) может потребовать дополнительного исследования.

Эффективность гашения колебаний может быть существенно повышена при создании диссипативных сил реализуемых ГКК. Величина требуемого коэффициента диссипации b может быть определена по зависимости (9), изложенной в [16]:

$$b = \frac{4 \cdot M_{тр}}{\pi \cdot \varphi \cdot \omega}, \tag{9}$$

где: $M_{тр}$ – момент трения ГКК, [Н·м];

φ – амплитуда колебаний, [рад];

ω – частота колебаний, на которую настраивается гаситель, [1/с].

В рассматриваемом случае момент трения в соответствии с соотношением $M_{тр}$ = (0,06 – 0,17)·$M_{e\max}$ предлагается принять равным 100 [Нм], амплитуду колебаний 4 [град] (0,07 [рад]), а собственную частоту ω = 30…35 [Гц] (220 [1/с]). При этих значениях величина требуемого коэффициента диссипации составляет b = 8,3 [Н·м·с/рад], а жёсткость ГКК должна быть менее 3000 [Н·м/рад].

2.8. Оценка устойчивости решения дифференциальных уравнений собственных колебаний системы

Для исследуемой системы из пяти инерционных масс значения собственных частот определяются из уравнения 8-ой степени. Возможность уменьшения собственных частот системы путём изменения податливостей деталей исследуемой трансмиссии можно оценить с помощью корневого годографа [34]. Этот известный графический метод, применяемый при расчёте систем автоматического управления, позволяет определить перемещение корней характеристического уравнения на комплексной плоскости при изменении значения варьируемого параметра системы [6].

В рамках диссертационной работы метод корневого годографа используется для анализа чувствительности и устойчивости периодических решений исследуемой динамической системы трансмиссии. Другими словами, построив траектории движения всех корней собственных колебаний трансмиссии, определяется необходимое значение жёсткости упругого элемента системы c, [Н·м/рад], соответствующее требуемому уровню собственных частот 30 ... 35 [Гц].

По результатам построения корневого годографа проводится проверка устойчивости полученного решения исследуемой динамической системы.

Из результатов, представленных на Рис. 2.19, следует:

- система имеет 4-е действительных значения собственных частот;
- для уменьшение значений трёх- и двухузловой собственных частот жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД должна быть изменена от значения 75890 [Н·м/рад] до 1300 [Н·м/рад];
- корни уравнения не пересекают мнимую ось, что говорит об устойчивости возмущенного движения корней и системы в целом.

Таким образом, метод корневого годографа позволил провести анализ системы, построить траекторию движения корней характеристического урав-

нения, определить необходимый упругий элемент и значение его жёсткости, а также при выбранном значении проверить устойчивость системы.

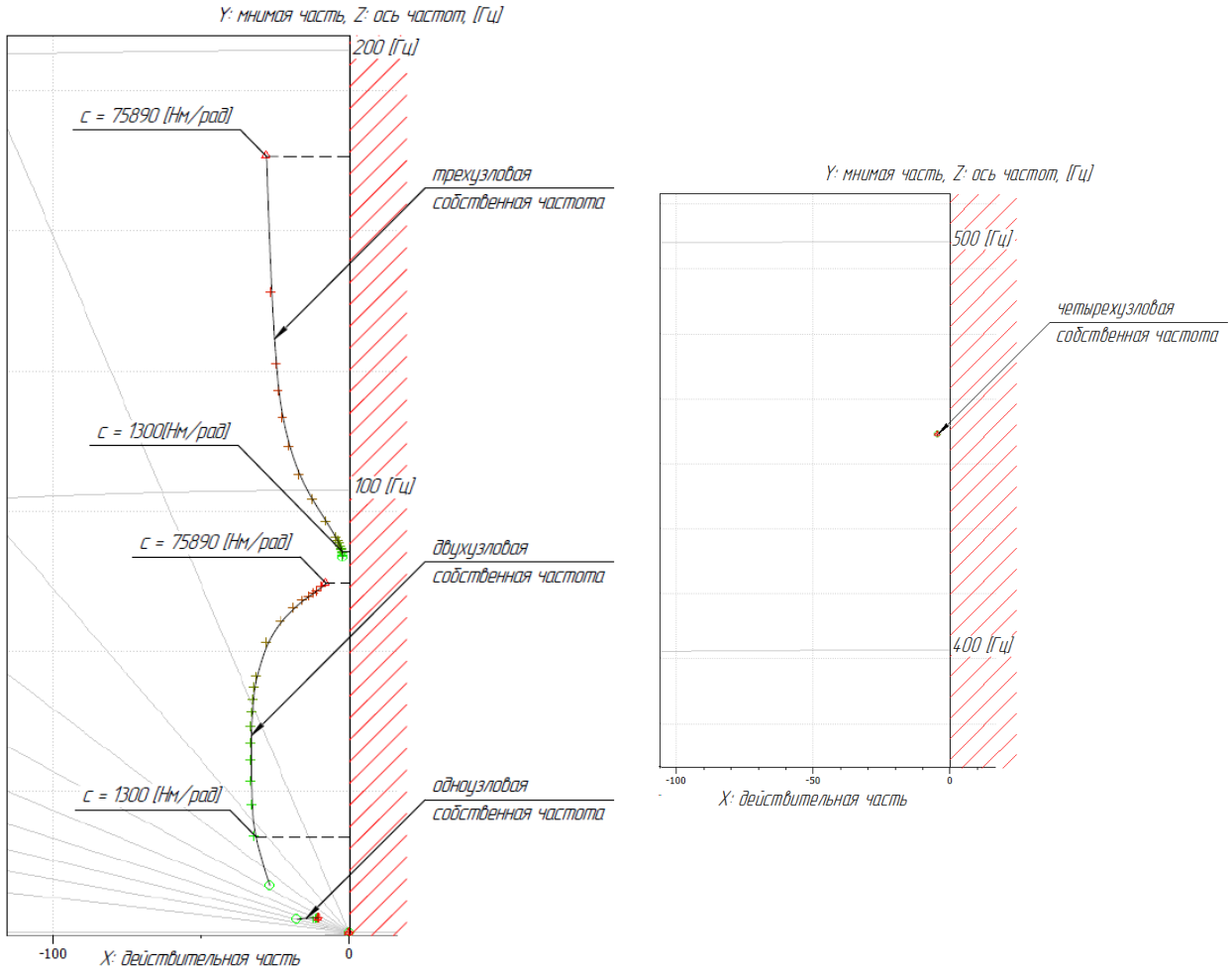


Рисунок 2.19 – Корневой годограф уравнения собственных частот системы

По результатам проведённого анализа, жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД должна быть уменьшена более чем в 50 раз. В связи с тем, что изменение конструкции ротора ЭД не представляется возможным, рассмотрена возможность установки гасителя крутильных колебаний как упругого элемента с требуемой жёсткостью. В данном случае рассматривается динамический метод гашения крутильных колебаний системы. Изменение жесткостных параметров системы, вызванное установкой ГКК, позволит вывести собственные частоты механической системы за пределы рабочего диапазона ДВС, исключая вероятность возникновения резонансных режимов работы.

2.9. Определение частот и форм собственных колебаний динамической системы с рекомендуемыми характеристиками ГКК

По результатам первичной оценки динамической нагруженности механической системы «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС» принято решение уменьшить жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД с исходного значения 75890 [Н·м/рад] до 1300 [Н·м/рад] путём установки между ними ГКК.

Численное и графическое представление результатов модального анализа (собственные частоты для всех передач и формы колебаний для первой передачи) приведены в табл. 7 и Рис. 2.20.

Таблица 7 – Результаты определения собственных частот трансмиссии с ГКК

№ передачи	Собственные частоты, Гц			
1	3,8	21,7	85,3	453
2	5,4	20,3	61,7	475,2
3	8,0	21,4	68,3	331,4
4	9,9	21,7	57,0	188,0
5	11,2	21,2	58,1	263,3
6	11,2	19,9	53,6	282,5
7	12,9	21,0	53,0	249,8
8	13,4	21,0	44,4	181,6
9	14,0	20,6	50,1	278,6
ЗХ	3,7	21,5	80,8	434,1

Характер построенных форм колебаний по каждой передаче для системы с ГКК, как и в исходном варианте динамической системы, идентичен. Собственные частоты и формы колебаний системы с рекомендуемыми упруго-инерционными характеристиками ГКК по каждой передаче приведены в Приложении П3. Численные значения частот колебаний свидетельствуют о существенном их снижении по сравнению с исходной динамической системой.

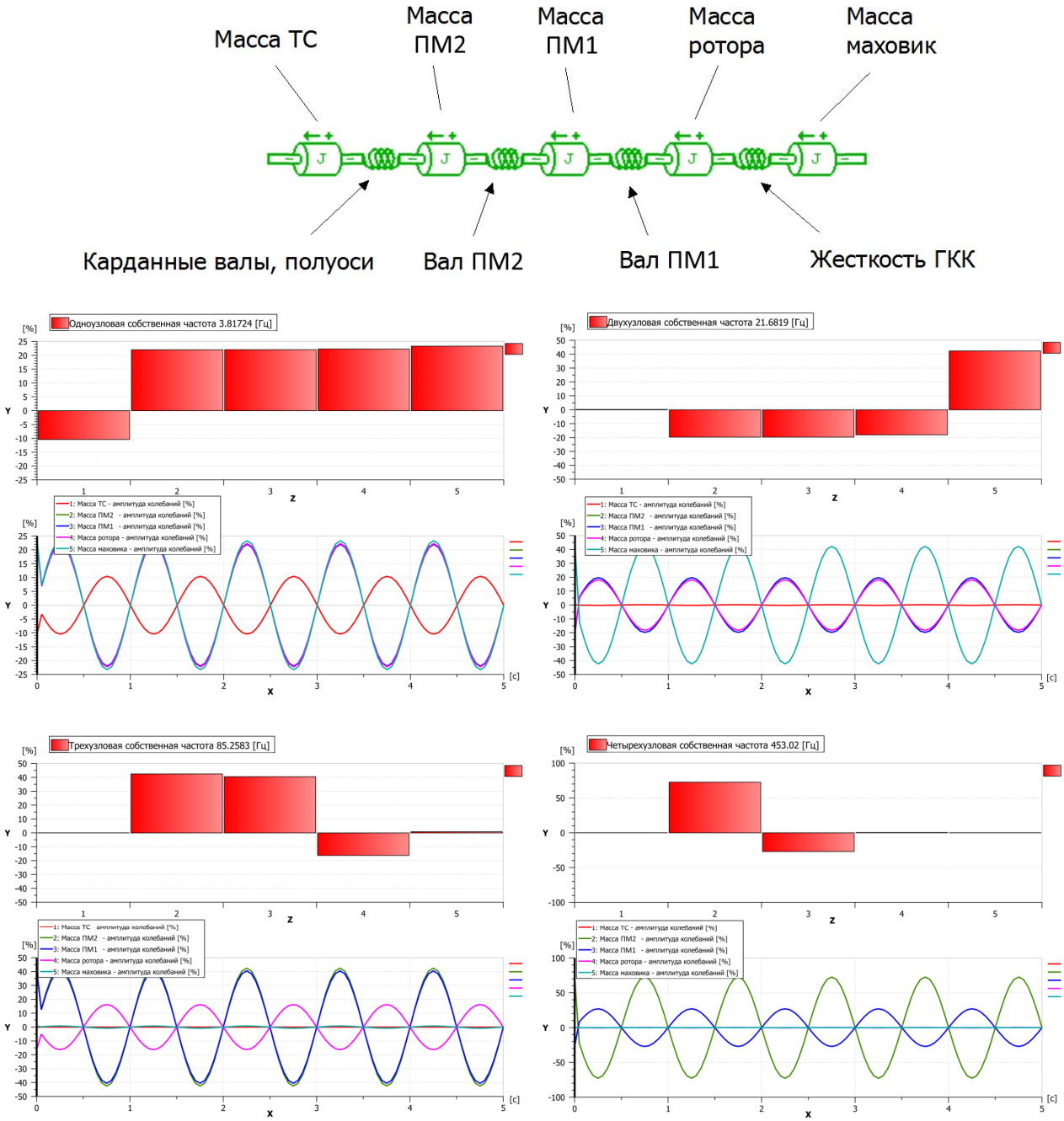


Рисунок 2.20 – Формы колебаний динамической системы с ГКК (первая передача): ось X – временная шкала, [с]; ось Y – амплитуда колебаний, [%]; ось Z – количество инерционных масс;

Анализ форм колебаний и совмещённой частотной характеристики (см. Рис. 2.21) показывает, что двух- и одноузловая формы колебаний выведены за пределы рабочего диапазона частот ДВС. Опасность могут представлять трёхузловая форма колебаний в диапазонах частот 44,4 ... 85,3 [Гц] с узлом колебаний между ротором ЭД и коробкой передач, и четырёхузловая форма

колебаний в диапазоне частот 181,6 ... 475,2 [Гц] с узлом между массами ПМ1 и ПМ2 коробки передач.

Результаты сравнительной численной оценки частот и амплитуд возникающих колебаний динамической системы с исходными и рекомендуемыми упруго-инерционными характеристиками приводится в следующем разделе.

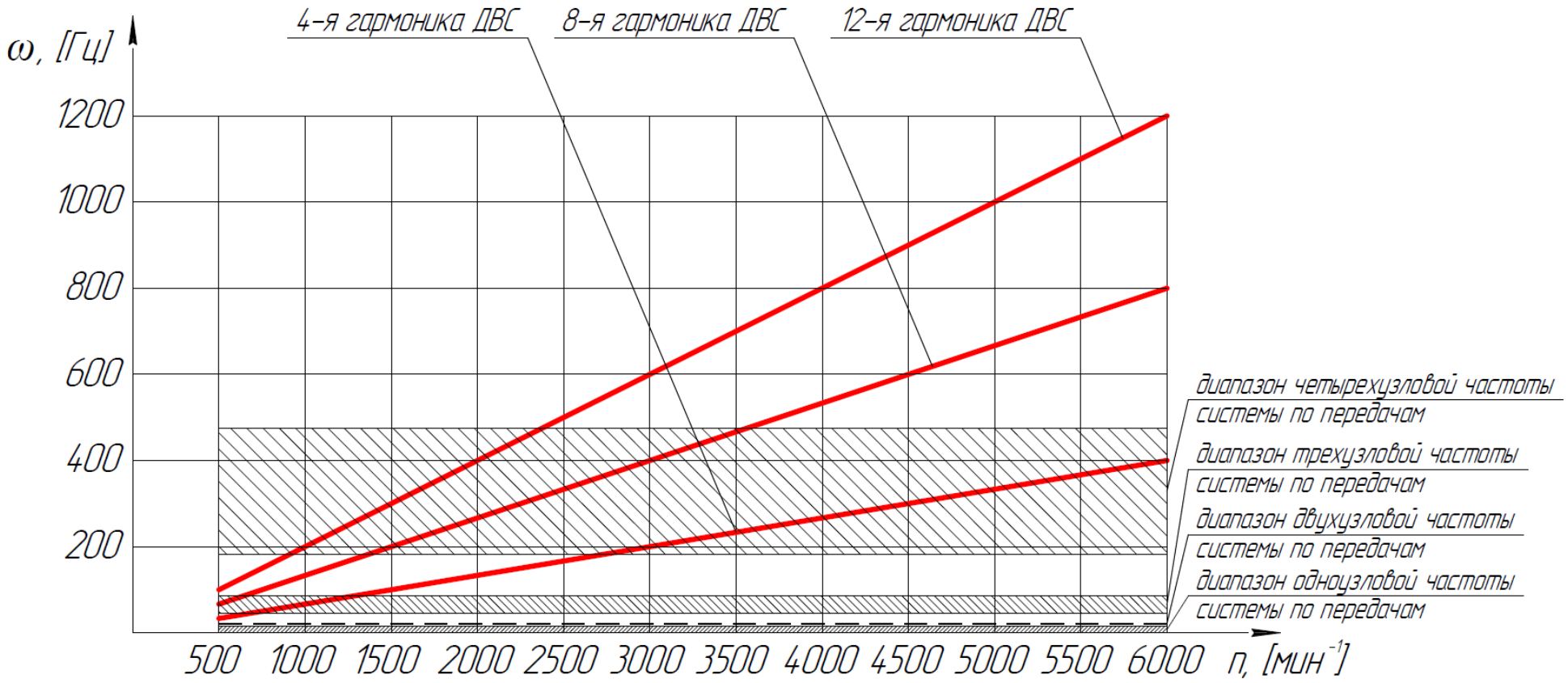


Рисунок 2.21 – Совмещённая характеристика гармоник ДВС и диапазонов собственных частот системы с ГКК

2.10. Определение динамической нагруженности системы с рекомендуемыми характеристиками ГКК на установившихся режимах

В данном подразделе приведены результаты расчёта динамической нагруженности системы с рекомендуемыми упруго-инерционными характеристиками ГКК на установившихся режимах по каждой передаче и в режиме «нейтраль».

Динамическая нагруженность определяется на основе имитационного моделирования динамики пятимассовой системы на установившихся режимах работы в соответствии с блок-схемой программы расчёта, представленной на Рис. 2.16 подраздела 2.6.

Результаты моделирования представлены в виде фрагментов осциллограмм, характеризующих изменение ускорений (см. Рис. 2.22) и в виде амплитудно-частотного 3D-спектра на каждой из возможных гармоник двигателя (см. Рис. 2.23) на первой передаче.

Результаты обработки полученных данных исследования динамической нагруженности сведены в табл. 8. и приведены в Приложении П4.

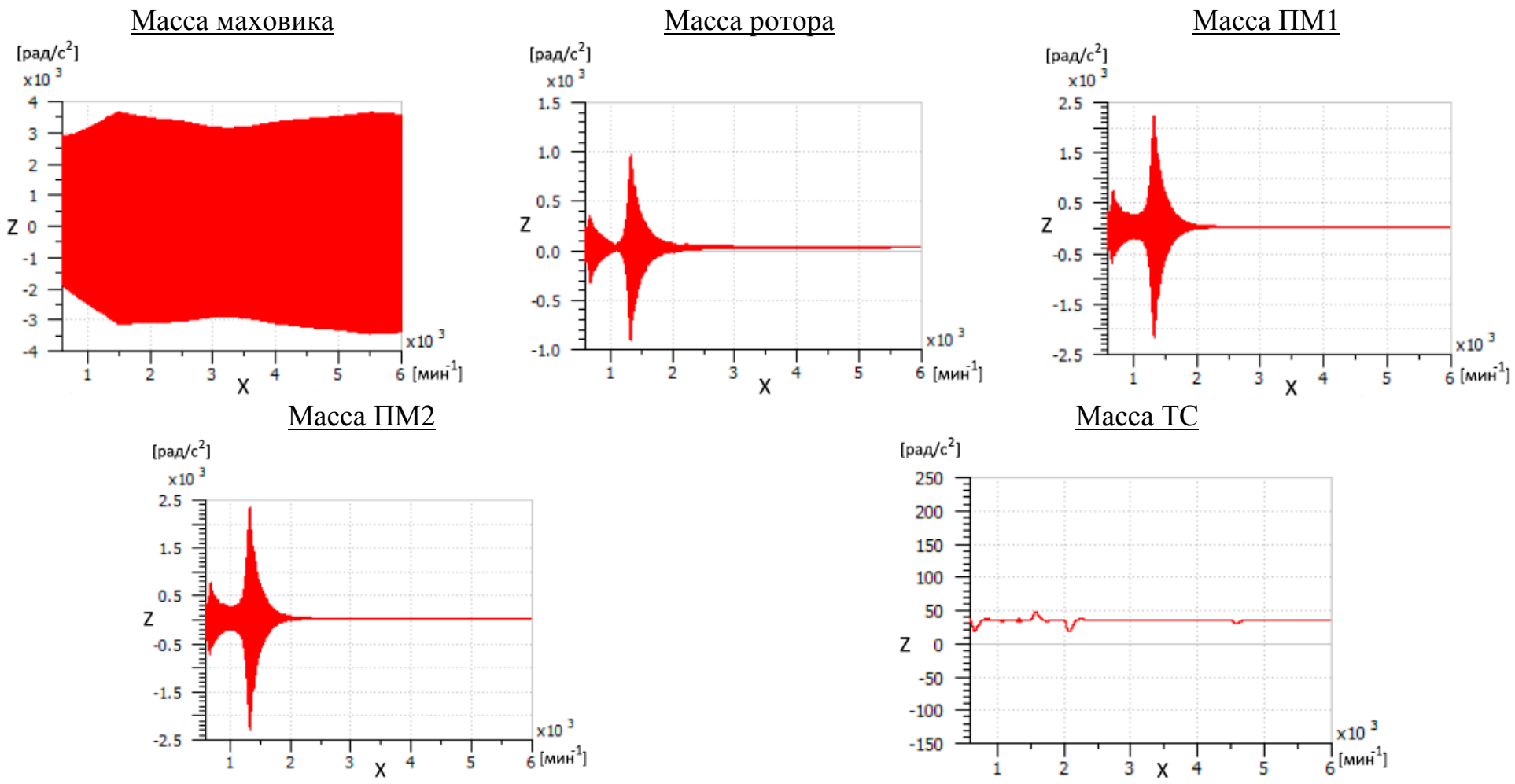


Рисунок 2.22 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на первой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

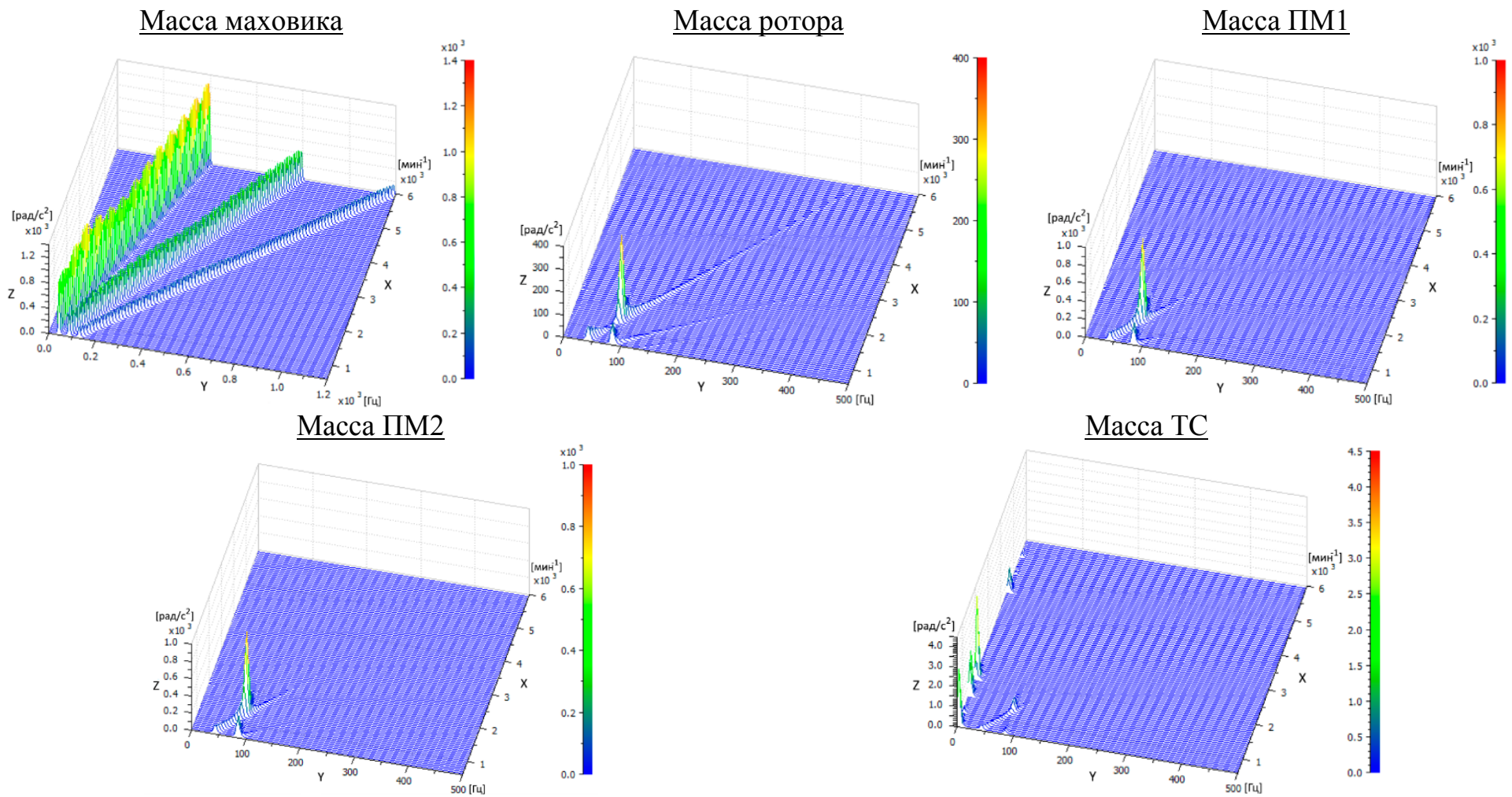


Рисунок 2.23 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на первой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

Таблица 8 – Результаты обработки полученных данных исследования динамической нагруженности автомобиля с КЭУ по спектрограмме

№ передачи	Амплитуда угловых ускорений инерционных масс, [рад/с^2]									
	Маховик ДВС		Ротор ЭД		ПМ1		ПМ2		ТС	
	исходная система	система с ГКК	исходная система	система с ГКК	исходная система	система с ГКК	исходная система	система с ГКК	исходная система	система с ГКК
1	12000	1200	7000	400	9000	1000	9000	1000	7,0	1,0
2	12000	1200	7000	1000	2500	800	2500	800	3,5	1,0
3	12000	1200	7000	800	4000	800	4500	900	5,0	0,8
4	12000	1200	5000	800	30000	400	4000	1200	5,0	1,6
5	12000	1200	7000	1200	3500	600	2000	1000	5,0	1,6
6	12000	1200	7000	1200	800	600	900	600	2,0	1,0
7	12000	1200	6000	1200	5000	400	1200	600	2,5	1,6
8	12000	1200	6000	1200	20000	200	800	500	1,2	1,2
9	12000	1200	6000	1200	3000	200	600	400	2,0	0,8
ЗХ	10000	1200	6000	400	5500	800	6000	800	5,0	3,0

Из приведенных данных следует, что в исходном варианте упруго-инерционных параметров уровень вибронагруженности всех масс, кроме пятой (имитирующей автомобиль) от двух до двадцати четырёх раз превышает допустимый 1250 [рад/с^2]. Результаты сравнительного анализа динамической нагруженности системы с исходными и предлагаемыми характеристиками ГКК показывают, что динамическая нагруженность элементов системы снижается до 10 раз (а в отдельных случаях, например, для массы ПМ1 – до 75 раз). Таким образом, на всех передачах и скоростных режимах работы ДВС достигнуто ограничение амплитуд углового ускорения до 1250 [рад/с^2].

Далее для оценки степени виброзащищенности конструкции выполнен расчёт коэффициента динамичности. Для рассматриваемой динамической системы он определялся как отношение переменной составляющей крутящего момента на i-ой инерционной массе к переменной составляющей крутящего момента на последней шейке коленчатого вала ДВС (10).

Обобщенные результаты численного определения коэффициентов динамичности для исследуемой системы сведены в табл. 9. Пример осциллограммы с записью крутящих моментов на инерционных массах системы приведен на Рис. 2.24.

$$k_{\partial} = \frac{M_i}{M_{\partial}}, \tag{10}$$

где: k_{∂} – коэффициент динамичности;

M_i – переменная составляющая крутящего момента на i-ой инерционной массе, [Н·м];

M_{∂} – на последней шейке коленчатого вала ДВС, [Н·м].

Таблица 9 – Обобщенные результаты численного определения коэффициента динамичности крутящего момента для инерционных масс исследуемой системы

Тип двигателя	k_{∂}				
	Маховик ДВС	Ротор ЭД	ПМ1	ПМ2	ТС
V8	0,28 … 0,31	0,50 … 0,80	0,16 … 0,80	0,05 …0,25	<< 0,10

Установлено, что высокие значения коэффициентов динамичности на роторе ЭД и массе ПМ1 наблюдаются в диапазоне частот 500-1300 [мин$^{-1}$] на высших передачах (6 … 9), вследствие возникновения резонансных колебаний, вызванных совпадением собственных частот системы с частотами основных моторных гармоник ДВС. В зарезонансном диапазоне (n_{∂} > 1500 [мин$^{-1}$]) коэффициент динамичности не превышает значения k_{∂} = 0,2 (см Рис. 2.24). Из результатов расчёта, представленных в табл. 9, следует, что коэффициент динамичности k_{∂} < 1 находится в благоприятном, с точки зрения вибронагруженности системы, диапазоне значений.

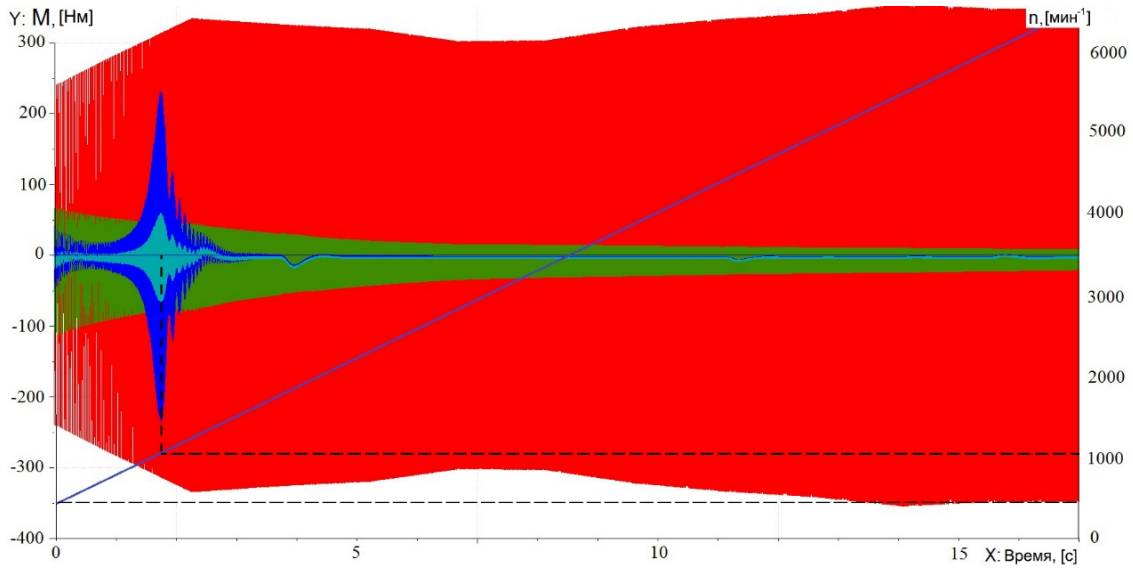


Рисунок 2.24 – Фрагмент осциллограммы с записью переменных составляющих крутящих моментов на инерционных массах системы:
1 (красный цвет) – амплитуда крутящего момента на последней коренной шейке коленчатого вала ДВС; 2 (зеленый цвет) – амплитуда крутящего момента на маховике ДВС; 3 (синий цвет) – амплитуда крутящего момента на роторе ЭД; 4 (голубой цвет) – амплитуда крутящего момента на коробке передач.

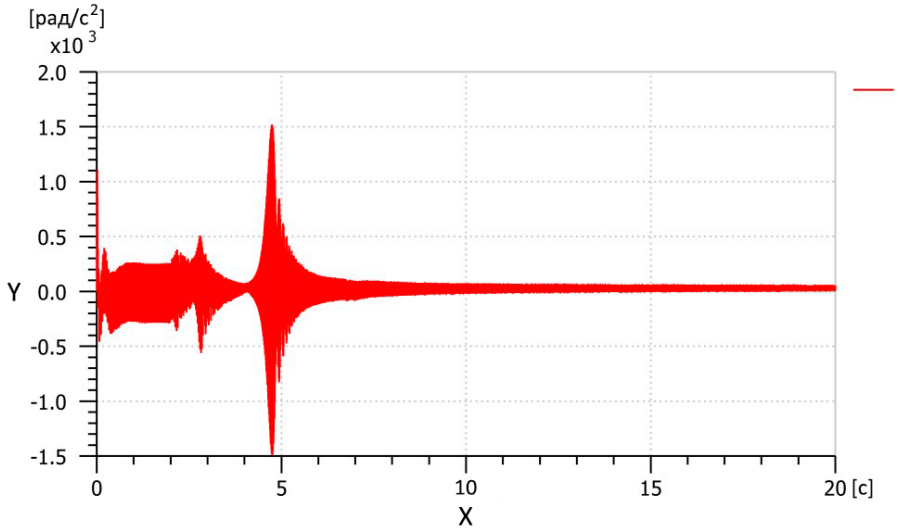
В рамках диссертационной работы проработан вопрос дополнительного повышения виброзащитных свойств трансмиссии. Для решения этой задачи выполнен сравнительный анализ эффективности установки диссипативного элемента в возможных, по условиям компоновки, местах его установки, а именно между маховиком ДВС и ротором ЭД, между ротором ЭД и АКП. При выполнении численной оценки коэффициент диссипации принимался равным 4 [Н·м·с/рад] при рекомендуемом, в подразделе 2.7, значении 8,3 [Н·м·с/рад], рассчитанном исходя из предположения о том, что условия возбуждения резонанса будут выполняться на частотах от 30 до 35 [Гц]. Анализ совмещённой частотной характеристики (см. Рис. 2.21) показывает, что условия резонанса при введении ГКК с жёсткостью c = 1300 [Н·м/рад] выполняются в диапазоне частот 44,4 … 85,3 [Гц] (среднее значение 65 [Гц]). Приведенный коэффициент диссипации в этом случае составляет 4 [Н·м·с/рад]. Результаты численной оценки эффективности возможных вариантов представ-

лены в Приложении П5 и табл. 10. Результаты, приведенные в табл. 10, получены для первой передачи, при этом массы АКП вращаются как единое целое.

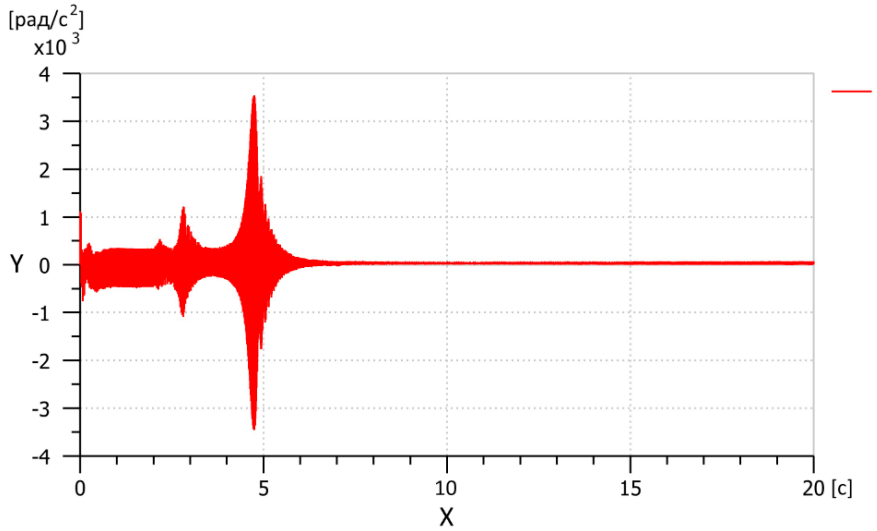
Таблица 10 – Результаты обработки полученных данных исследования динамической нагруженности системы по осциллограмме

Расположение гасителя	Амплитуда угловых ускорений инерционных масс, [рад/с^2]		
	АКП	Ротор ЭД	Маховик ДВС
Без демпфера	2300	1000	3500
Демпфер между маховиком и ротором	3500	1500	3500
Демпфер между ротором и АКП	400	400	3500
Демпфер между маховиком и ротором, между ротором и АКП	500	300	3500

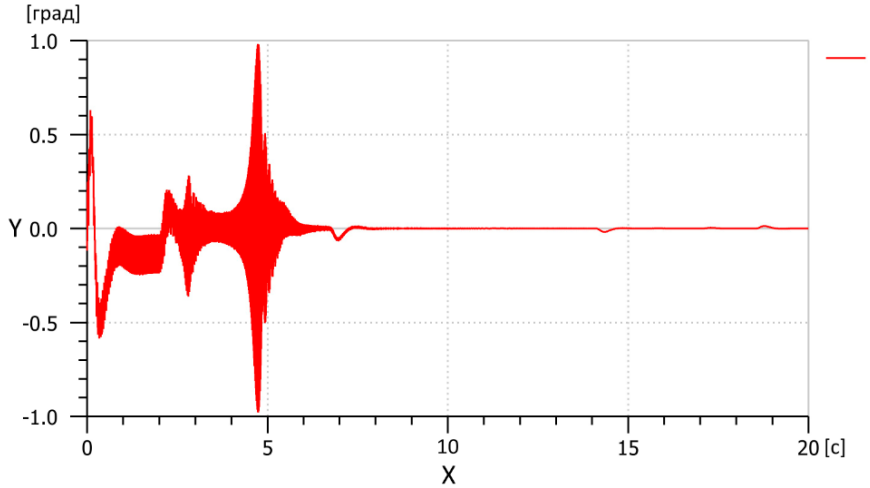
Из полученных данных, представляющих собой векторные суммы углового ускорения, следует, что при размещении диссипативного элемента между ротором ЭД и АКП нагруженность элементов трансмиссии ниже, чем в варианте установки на маховике ДВС. Это объяснено тем, что при сопоставимых значениях коэффициента динамичности в зарезонансной зоне (отношение частот > 2) переменные составляющие крутящего момента ДВС на маховике в 4 раза больше, чем на роторе ЭД. Возмущающие моменты от ДВС после их прохождения через низкочастотный фильтр, образованный маховиком, податливостью валов и ротором ЭД, уменьшаются, что создаёт предпосылки обеспечения износостойкости поверхностей диссипативного элемента (фрикциона) при установки его после ЭД. На Рис. 2.25, 2.26 приведены осциллограммы, полученные для вариантов установки диссипативного элемента в соединении «ДВС-ЭД» и «ЭД-АКП». Как следует из рисунков, при введении демпфера между ротором ЭД и АКП амплитуды угловых ускорений в системе становятся ниже.



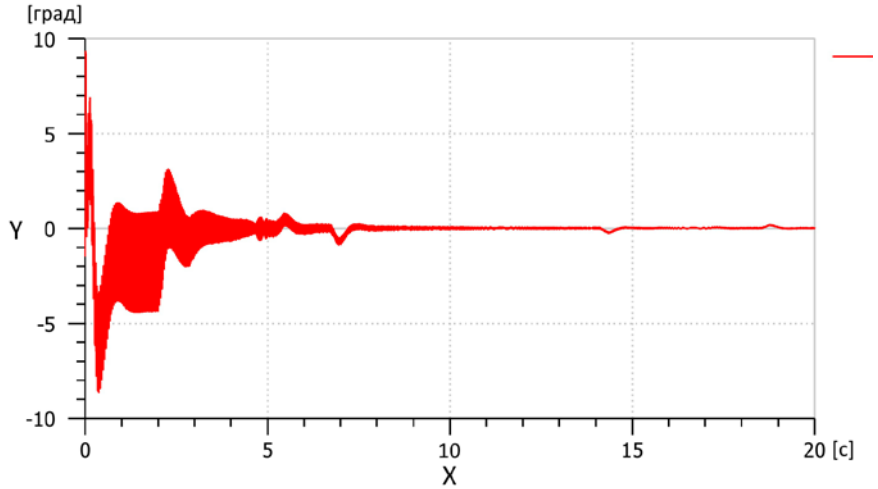
Угловое ускорение на роторе



Угловое ускорение на АКП

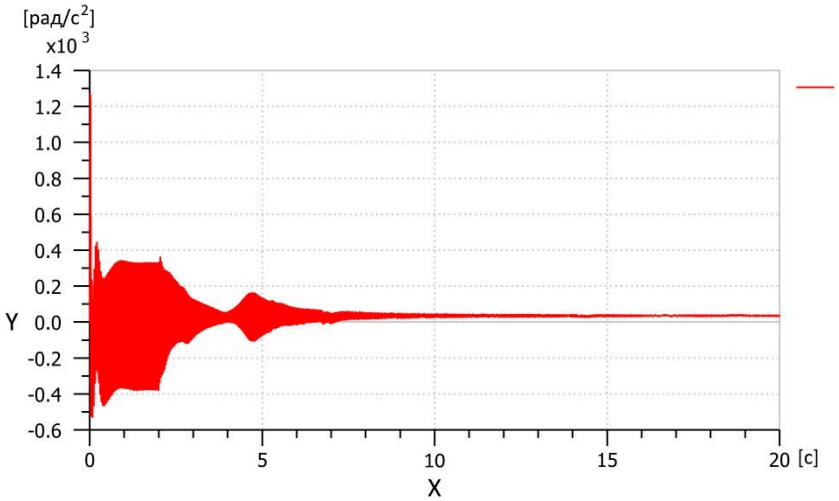


Относительный угол закрутки между ротором и маховиком

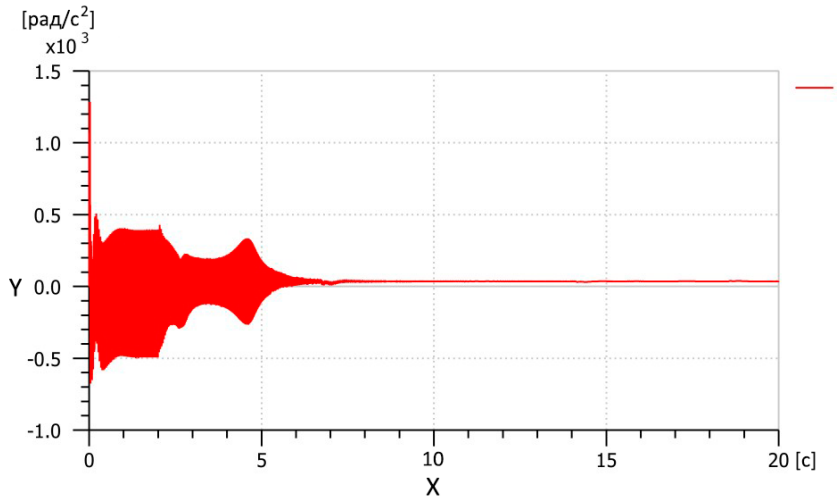


Относительный угол закрутки между ротором и АКП

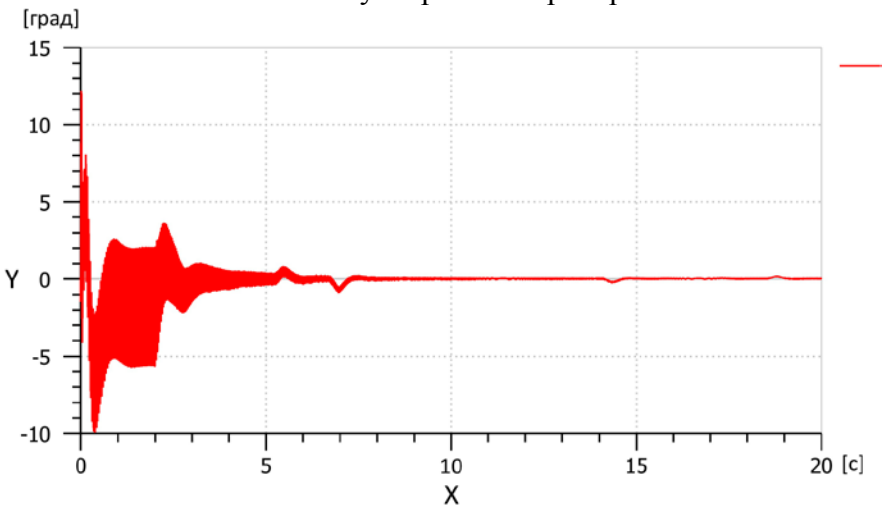
Рисунок 2.25 – Диссипативный элемент установлен между маховиком и ротором (c = 1300 [Н·м/рад])



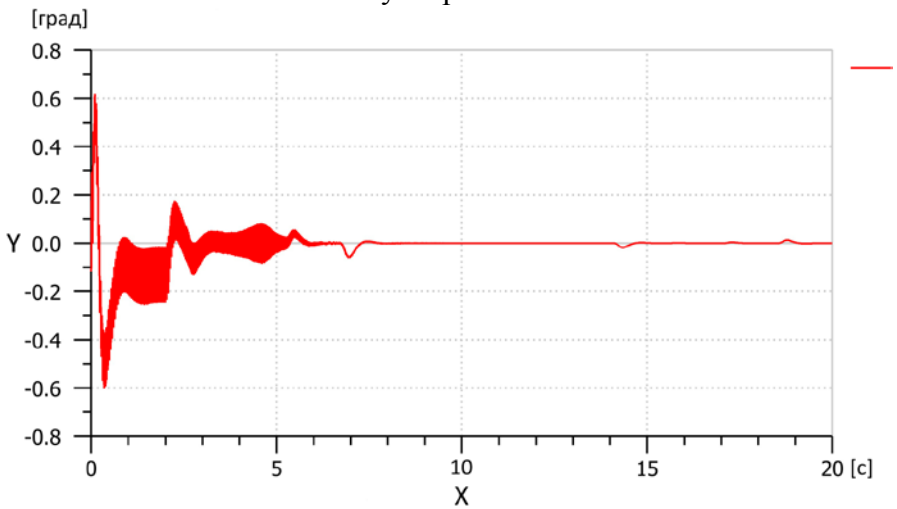
Угловое ускорение на роторе



Угловое ускорение на АКП



Относительный угол закрутки между ротором и маховиком



Относительный угол закрутки между ротором и АКП

Рисунок 2.26 – Диссипативный элемент установлен между ротором и АКП (c = 1300 [Н·м/рад])

2.11. Определение динамической нагруженности системы в режиме «нейтраль»

Для определения динамической нагруженности трансмиссии в режиме «нейтраль» разработана имитационная модель, представленная на Рис. 2.27. Из результатов моделирования (см Рис. 2.28) следует, что амплитуда углового ускорения инерционных масс системы не значительна и не превышает 150 [рад/с^2], что соответствует предъявляемым требованиям.

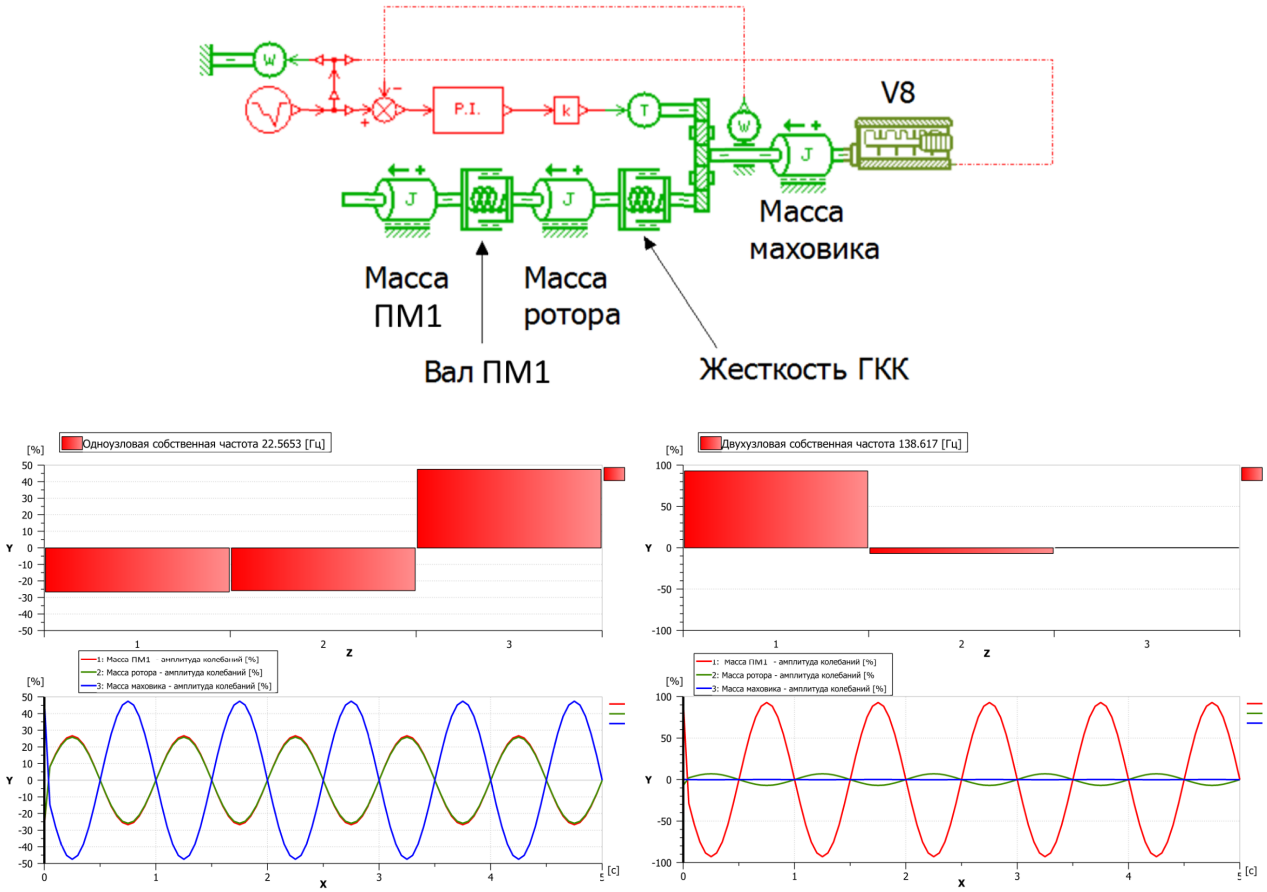
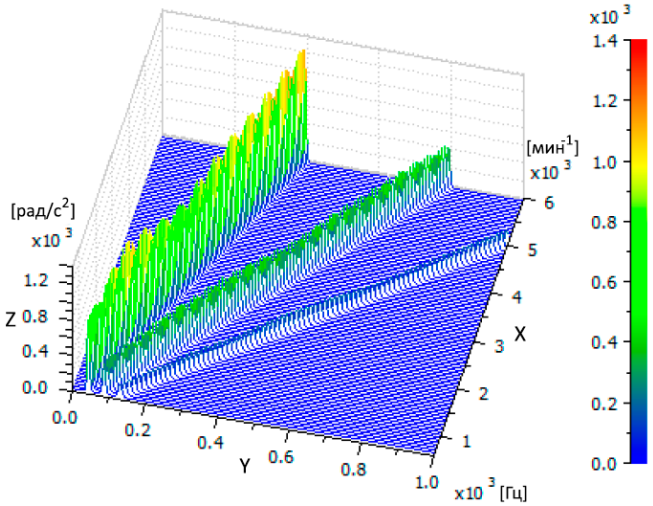


Рисунок 2.27 – Блок-схема программы расчёта динамики системы в режиме «нейтраль», формы собственных колебаний системы:

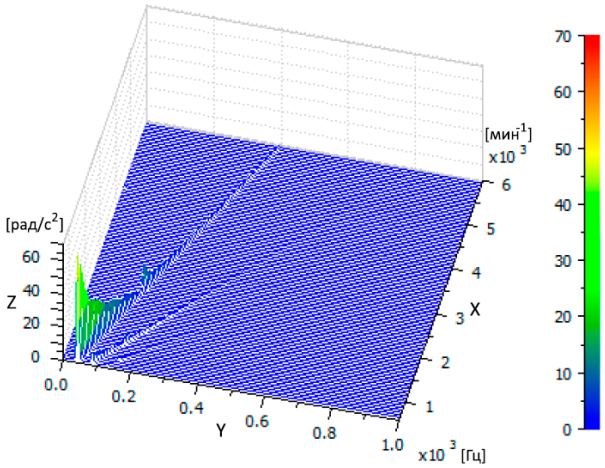
ось X – временная шкала, [с]; ось Y – амплитуда колебаний, [%];

ось Z – количество инерционных масс

Масса маховика



Масса ротора



Масса ПМ1

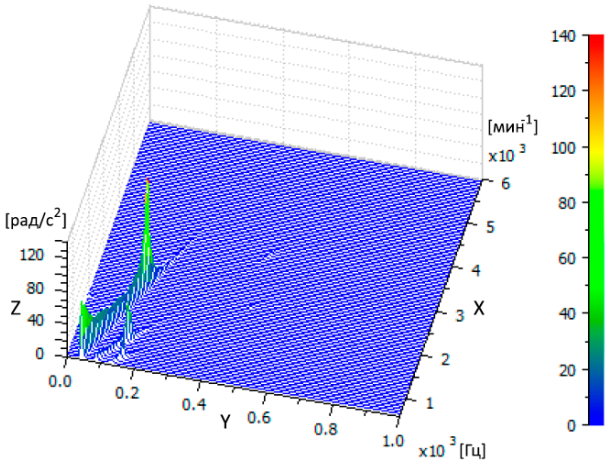


Рисунок 2.28 – Амплитудно-частотный 3D-спектр в режиме «нейтраль»: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

2.12. Выводы по результатам имитационного моделирования динамической системы трансмиссии

Из результатов исследования можно сделать следующие основные выводы:

1) Из гармонического анализа крутящего момента ДВС V8 с учётом неравномерностей, формируемых газовыми и инерционными силами, установлено, что основными моторными гармониками двигателя V8 являются 4-я, 8-я и 12-я.

2) Для разработанных 3-х, 4-х и 5-ти массовых моделей системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» определены упруго-инерционные параметры. По результатам анализа модальных характеристик приведенных моделей принято, что наиболее приемлемой динамической моделью является 5-ти массовая, диапазон собственных частот которой соответствует диапазону частот возмущений ДВС.

3) Из анализа совмещённой характеристики гармоник ДВС и диапазонов собственных частот системы отмечено, что для обеспечения допустимого уровня вибронагруженности необходимо отстроиться для 8-цилиндрового двигателя от 4-й, 8-й и 12-й гармоник.

4) По результатам оценки влияния на динамическую нагруженность трансмиссии переменных составляющих крутящего момента, формируемых электродвигателем, установлено, что частота гармоник ЭД соответствует 55, 110 и 330 гармоникам ДВС, а амплитуды гармонических составляющих крутящего момента равны 5,2 [Нм], 4,5 [Нм] и 2,5 [Нм] соответственно. Таким образом, сделан вывод, что крутильные колебания, возбуждаемые электродвигателем, на установившихся режимах работы рассматриваемой системы резонанс вызвать не могут.

5) Из результатов моделирования динамики исходной системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» установлено, что наиболее критичными являются двухузловая форма колебаний в диапазоне частот 36,9 ... 79,3 [Гц] с узлом

между ротором ЭД и АКП, а также трёхузловая форма колебаний в диапазоне частот 170,1 ... 177,4 [Гц] с узлом между маховиком ДВС и ротором ЭД. На этих частотах колебания происходят с высоким значением амплитуд от 7000 до 12000 [рад/с^2]. Для исключения этих колебаний собственную частоту элементов систем «ДВС – ЭД» принято уменьшить до уровня 30 ... 35 [Гц].

6) На основании результатов анализа по корневому годографу устойчивости периодических решений при варьировании параметров механической системы трансмиссии автомобиля с КЭУ определено место установки ГКК и его параметры. Жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД уменьшена от исходного значения 75890 [Н·м/рад] до 1300 [Н·м/рад].

7) Для определения допустимого уровня динамической нагруженности трансмиссии предложен и научно обоснован критерий оценки по угловому ускорению инерционных масс механической системы $\varepsilon_д$ = 1250 [рад/с^2], получаемый по результатам анализа процесса буксования фрикционных муфт и определения закладываемого в конструкции коэффициента запаса сцепления.

8) По результатам моделирования динамики системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» с предложенными характеристиками ГКК динамическая нагруженность элементов системы уменьшена до 10 раз.

9) Установлено, что высокие значения коэффициентов динамичности на роторе ЭД и массе АКП наблюдаются в диапазоне частот 500 … 1300 [мин$^{-1}$] на высших передачах (6 … 9), вследствие возникновения резонансных колебаний, вызванных совпадением собственных частот системы с частотами основных моторных гармоник ДВС. В зарезонансном диапазоне ($n_д$ > 1500 [мин$^{-1}$]) коэффициент динамичности не превышает значения $k_д$ = 0,2.

10) Определено, что размещение диссипативного элемента между ротором ЭД и АКП обеспечивает большее снижение нагруженности элементов трансмиссии, чем при варианте установки на маховик.

11) Установлено, что динамическая нагруженность трансмиссии в положении «нейтраль» несущественна и амплитуда угловых ускорений масс системы не превышает 150 [рад/с^2].

Таким образом, в процессе работы выполнены расчётный анализ гармонических составляющих крутящего момента ДВС и электродвигателя, определены модальные характеристики (частоты и формы собственных колебаний) динамической системы, выполнен расчёт динамической нагруженности на установившихся режимах и определены требуемые параметры ГКК. Выполнена численная оценка эффективности предложенных решений, вызывающая необходимость проведения экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссии в реальных условиях движения автомобиля.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

3.1. Цель и объект экспериментального исследования

По результатам теоретического исследования динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» разработана имитационная модель динамических процессов в приводе с КЭУ, позволяющая прогнозировать вибронагруженность трансмиссии транспортных средств и определять параметры гасителя крутильных колебаний на ранних стадиях проектирования конструкции.

Целью проведения экспериментального исследования является:

– экспериментальное определение динамической нагруженности трансмиссии на установившихся режимах движения автомобиля;

– сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования динамической нагруженности трансмиссии;

– оценка корректности принятых в расчётной модели допущений, корректировка и валидация по результатам эксперимента имитационной модели.

В качестве объекта испытаний используется автомобиль массой 2975 [кг], оснащенный девятиступенчатой автоматической коробкой передач без гидротрансформатора и комбинированной энергоустановкой, сочетающей в себе бензиновый двигатель V8 с турбокомпрессором и электродвигатель мощностью 80 [кВт].

Так как по результатам имитационного моделирования исследуемой системы принято решение установить ГКК между ДВС и ЭД с предложенными упруго-инерционными характеристиками, позволившими, в частности, уменьшить динамическую нагруженность электродвигателя от 4 до 17, 5 раз, то при оценки конструктивных и компоновочных возможностей размещения гасящего устройства на маховике ДВС, в качестве ГКК выбран двухмассовый маховик (ДММ) (см. Рис. 3.1.).

Рисунок 3.1 – Двухмассовый маховик

Двухмассовый маховик (см. Рис. 3.2) представляет собой два диска, в основании которых установлен подшипник скольжения [77, 79]. Первый диск крепится на коленчатый вал ДВС, и на нем располагается венец для подключения стартера, второй связан с ротором электродвигателя. Между дисками установлена пружинная демпферная система. Диски имеют возможность вращаться друг относительно друга, при этом пружины гасят рывки и колебания, возникающие при работе ДВС.

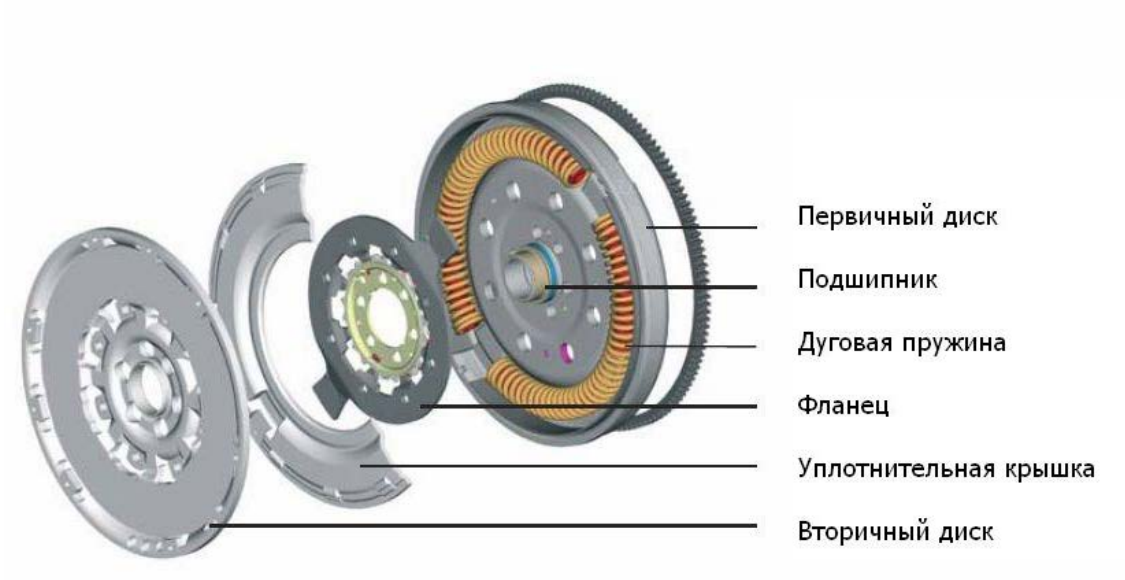


Рисунок 3.2 – Устройство двухмассового маховика

3.2. Определение характеристик двухмассового маховика

Перед установкой ДММ в трансмиссию исследуемого автомобиля и проведением дорожных испытаний выполнен ряд измерительных работ по определению:

– крутильной жёсткости пружин ДММ;

– момента инерции ДММ.

При определении крутильной жёсткости пружин снимались показания угла закрутки первой инерционной массы ДММ при нагружении её крутящим моментом с постепенным увеличением до 1000 [Нм] относительно неподвижно зафиксированной второй массы. График крутильной жёсткости ДММ представлен на Рис. 3.3.

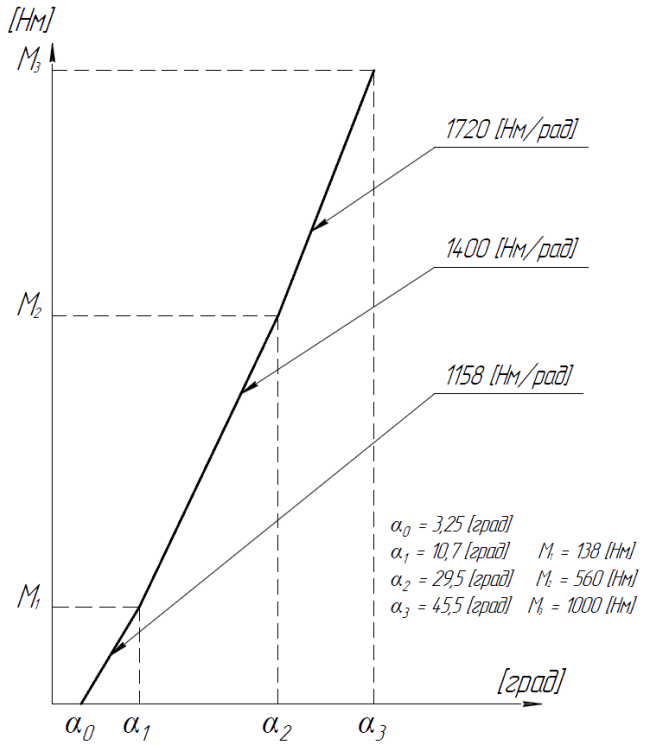


Рисунок 3.3 – Характеристика крутильной жёсткости ДММ

По результатам проведённых измерений получилась прогрессивная характеристика, состоящая из трёх участков различной жёсткости. Полученные значения соответствуют закладываемым в конструкцию величинам, не превышают допустимого значения 3000 [Нм/рад].

Для определения момента инерции ДММ использовался распространённый метод прокачивания объекта на бифилярном подвесе (см. Рис. 3.4). В данном случае, двухмассовый маховик подвешивался на нитях, расположенных на одинаковых расстояниях от оси вращения, проходящей через его центр тяжести [39]. Зная длину проволоки и расстояние между осями проволок, для небольших углов закрутки объекта искомый момент инерции определяется по формуле (11).

$$J = \frac{T^2 \cdot a^2 \cdot Q}{16 \cdot \pi^2 \cdot l}, \tag{11}$$

где: J – момент инерции объекта, [кг·м^2];

T – средний период колебаний за 50-100 колебаний, [с];

l – длина проволок, [м];

a – расстояние между осями проволок, [м];

Q – вес объекта, [Н].

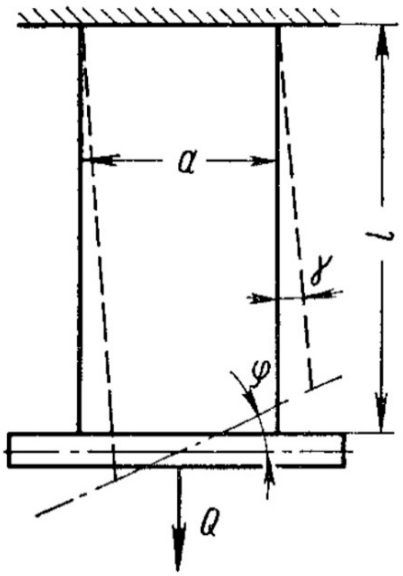


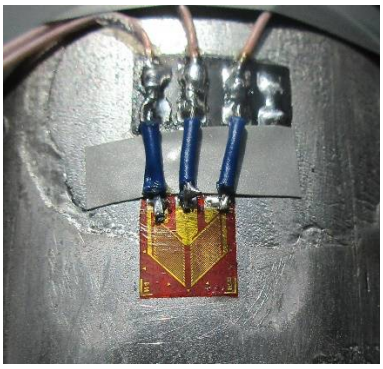
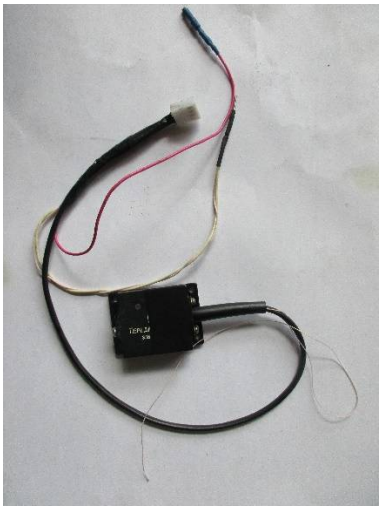
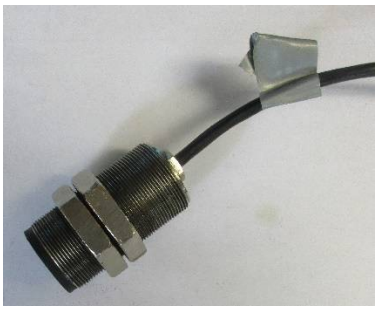
Рисунок 3.4 – Опытное определение момента инерции ДММ

По результатам проведённого измерения момент инерции ДММ составляет J = 0,137 [кг·м^2], где момент инерции первичной массы составляет J_1 = 0,122 [кг·м^2], а вторичной J_2 = 0,015 [кг·м^2].

3.3. Комплекс регистрационно-измерительной аппаратуры

В соответствии с поставленными в диссертационной работе задачами, для экспериментальной оценки динамической нагруженности системы подготовлен комплекс регистрационно-измерительной аппаратуры [35], состав которой представлен в табл. 11.

Таблица 11 – Состав регистрационно-измерительной аппаратуры

№	Оборудование	Иллюстрация	Назначение
1	АЦП L-Card E14-440, преобразователь импульс-частота-напряжение (ПЧН)		Регистрация измеряемых параметров
2	Тензорезисторы ECF350-3HA-B-(11)-N1-SP (4 шт.)		Измерение деформации механически связанных с ними элементов
3	Передатчик T01-1		Усиление, преобразование и бесконтактная передача на приёмник сигналов с тензорезисторов
4	Приёмник T01-2		Приём сигналов с передатчика и передача на регистрационно-измерительный прибор

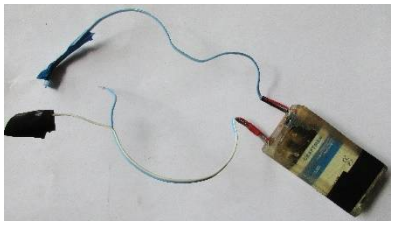
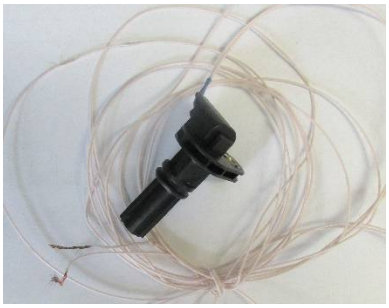
5	Аккумуляторная батарея Т01-5		Питание тензомоста и передатчика
6	Импульсный датчик частоты вращения ИС-445		Определение частоты вращения карданного вала
7	Датчик частоты вращения входного вала АКП/ коленчатого вала ДВС (2 шт.)		Определение частоты вращения валов

Схема установки регистрационно-измерительной аппаратуры на объект испытаний для измерения исследуемых параметров представлена на Рис. 3.5.

В качестве первичных преобразователей при регистрации крутящего момента использовались тензометрические датчики типа ECF350-3HA-B-(11)-N1-SP, распаянные на заднем карданном валу по полномостовой схеме [66].

Для усиления, преобразования и бесконтактной передачи на регистрационно-измерительный прибор сигналов с тензорезисторов использован тензоусилитель телеметрический ТТ01 (далее тензоусилитель) (см. Рис. 3.6). Принцип работы тензоусилителя основан на преобразовании сигнала тензомоста в частотно-модулированные импульсы и передачи их посредством электростатической связи (конденсатора) с вращающегося объекта на неподвижный. Функциональная схема тензоусилителя показана на Рис. 3.7.

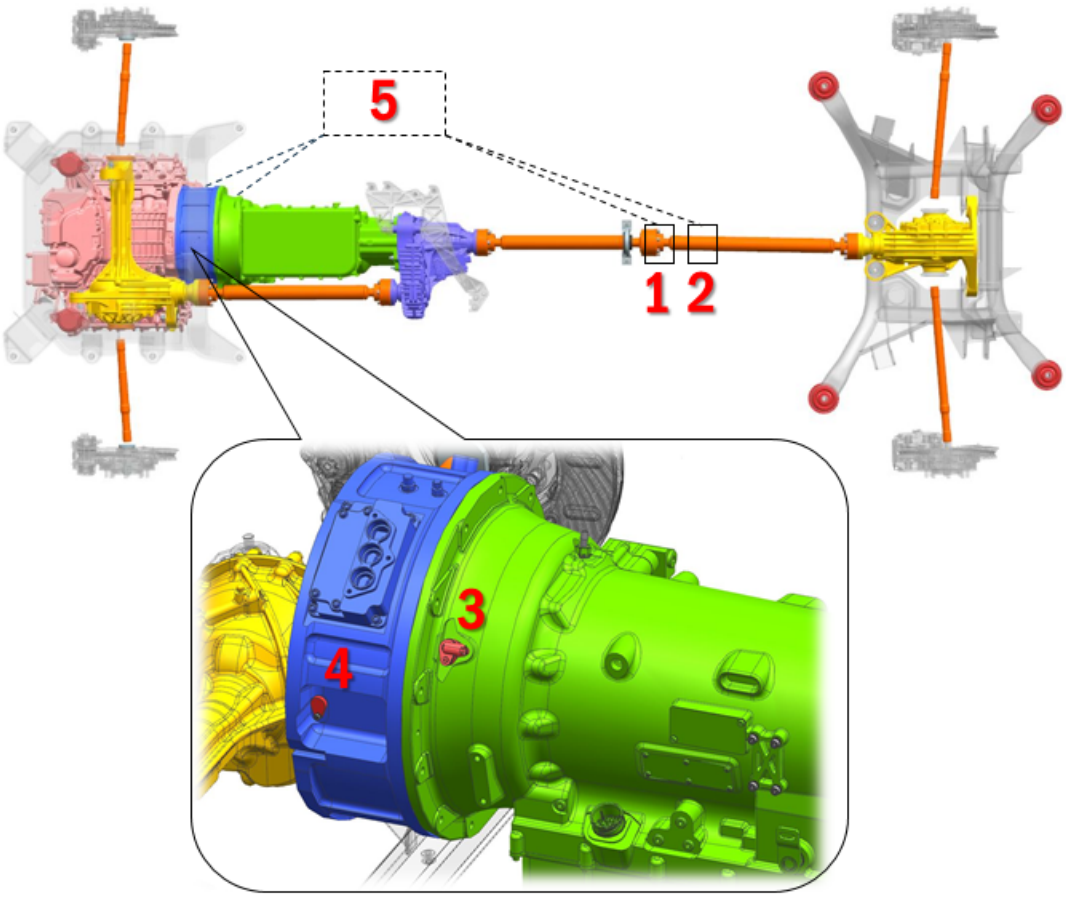


Рисунок 3.5 – Схема установки регистрационно-измерительной аппаратуры: 1 - импульсный датчик частоты вращения вала ИС-445; 2 - тензоусилитель телеметрический ТТ01 на заднем карданном валу; 3 - датчик частоты вращения входного вала АКП; 4 - датчик частоты вращения коленчатого вала ДВС; 5 - АЦП L-Card E14-440

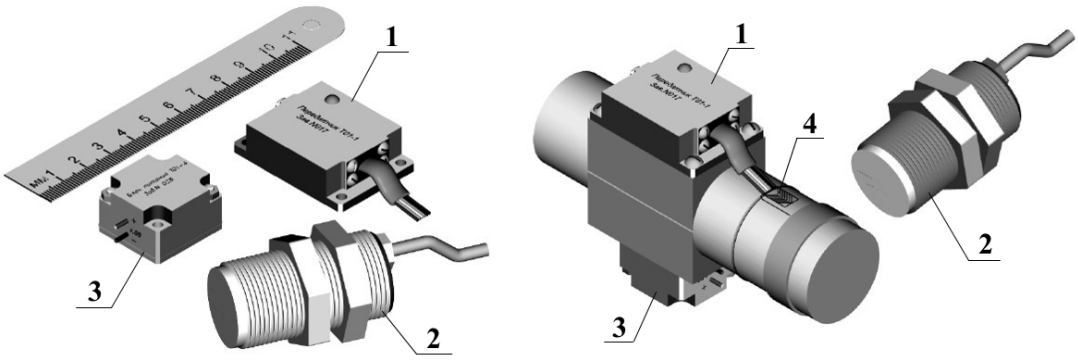


Рисунок 3.6 – Тензоусилитель телеметрический ТТ01:

1 – передатчик Т01-1; 2 – приёмник Т01-2;

3 – аккумуляторная батарея Т01-5; 4 – тензомост

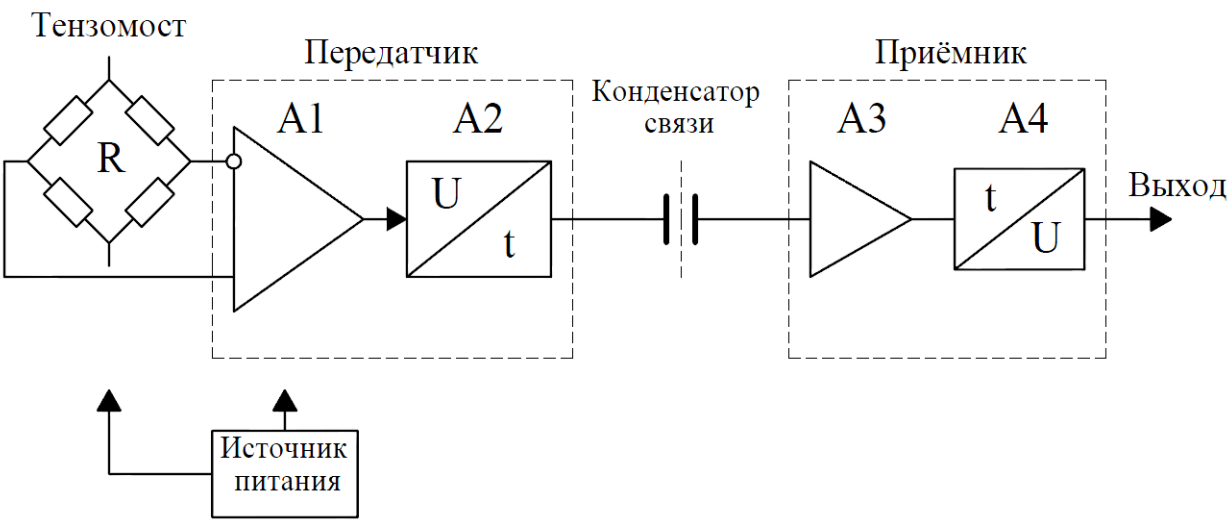


Рисунок 3.7 – Схема функциональная тензоусилителя

В соответствии с представленной функциональной схемой работы тензоусилителя сигнал разбаланса тензомоста R усиливается усилителем А1 передатчика и поступает на вход преобразователя А2, где преобразуется во время модулированные импульсы.

Через конденсатор связи, образованный антеннами передатчика и приёмника, время модулированные импульсы поступают на вход предварительного усилителя А3 приёмника, выход которого подключен к преобразователю А4. Преобразователь А4 осуществляет обратное преобразование время модулированных импульсов в аналоговый сигнал, который поступает на выход приёмника.

При передаче сигналов посредством электростатической связи, для повышения помехоустойчивости, использован общий провод передающей и приемной частей измерительной системы через «массу» автомобиля. Передающая антенна выполнена в виде несколько витков изолированного провода, намотанного на задний карданный вал.

Вблизи передающей антенны на расстоянии 10 [мм] установлен приёмник Т01-2. Регулировка зазора между антенной и передним торцом приёмника произведена гайками, навернутыми на корпус приемного устройства. Питание приёмника осуществлено от бортовой сети транспортного средства.

Для снабжения электроэнергией тензомоста и передатчика Т01-1 тензоусилителя телеметрического ТТ-01 использована литий-ионная аккумуляторная батарея Т01-5 с номинальным напряжением питания 5,5 [В] и емкостью 1100 [мАч].

Величина номинального входного сигнала передатчика оценивается как отношение напряжения разбаланса тензомоста к напряжению питания тензомоста (12).

$$\beta = \Delta U / U , \tag{12}$$

где: β – номинальный входной сигнал, мВ/В;

ΔU – напряжение разбаланса тензомоста, мВ;

U – напряжение питания моста, В.

Согласно техническим характеристикам измерительной аппаратуры, напряжение на выходе приёмника, соответствующее нулевому входному сигналу передатчика (сбалансированный тензомост), составляет 3 [В]. При наличии сопротивления нагрузки напряжение на выходе приёмника изменяется в пределах ± 2,5 [В]. В соответствии с техническими требованиями тензоусилителя произведена балансировка тензомоста, путём подпаивания резистора параллельно одному из плеч моста.

Степень измеряемой относительной деформации оценивается программно в соответствии с формулой (13).

$$\varepsilon = \frac{\beta \cdot \Delta U_г}{S_Т \cdot U_п} , \tag{13}$$

где: ε – относительная деформация, [1000Еод];

β – номинальный входной сигнал, [мВ/В];

$S_Т$ – коэффициент тензочувствительности тензорезисторов;

$\Delta U_г$ – разность напряжений, измеренных регистрирующим прибором до и после приложения нагрузки;

$U_п$ – номинальное выходное напряжение тензоусилителя, равное 2,5 [В].

После наклеивания тензорезисторов на задний карданный вал и проведения балансировки тензомоста, произведена тарировка телеметрии, заключающаяся в сопоставлении величин получаемых импульсов на выходе из приёмника с показаниями штатного датчика крутящего момента стенда (см. Рис. 3.8).

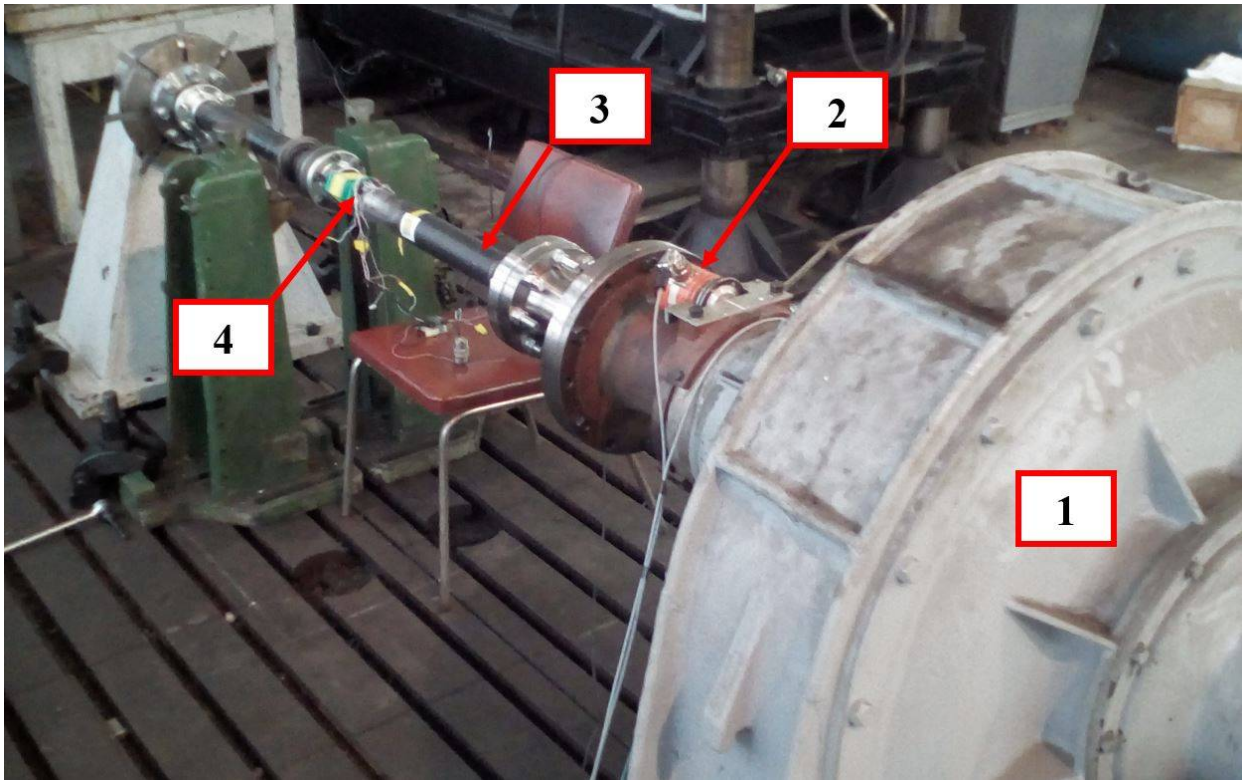


Рисунок 3.8 – Тарировка показаний тензоусилителя телеметрического ТТ01:
1 – нагружающий планетарный редуктор;
2 – датчик крутящего момента стенда; 3 – задний карданный вал;
4 – тензоусилитель телеметрический ТТ01

Для определения частоты вращения заднего карданного вала использован импульсный датчик ИС-445. Для определения частот вращения входного вала коробки передач и коленчатого вала двигателя использованы датчики P503 компании Tyco Electronics, основанные на эффекте Холла. Снимаемый с выше указанных датчиков частот вращения сигнал, после преобразования в блоке «импульс-частота-напряжение» (ПЧН), подается на аналогово-цифровой преобразователь (АЦП). Регистрация сигнала, преобразованного

АЦП L-Card E14-440 осуществлялась на персональном компьютере с последующей обработкой в программном пакете PowerGraph 3.3 Professional [21].

Калибровка датчиков частот вращения в составе ПЧН выполнялась с использованием низкочастотного генератора сигналов. Результаты калибровочных испытаний сведены в табл. 12.

Таблица 12 – Результаты калибровочных испытаний датчиков

Параметр калибровки	Измеряемая физическая величина			
	Крутящий момент, Нм/В	Обороты коленчатого вала ДВС, Гц/В	Обороты входного вала АКП, Гц/В	Обороты заднего карданного вала, Гц/В
Scale	1910	567,25	673,25	86,66
Offset	-5625	0	0	0

При подготовке к дорожным испытаниям установка датчиков частоты вращения P503 произведена непосредственно в картера коробки передач и электродвигателя. Для монтажа на объект испытаний тензоусилителя телеметрического TT01 и импульсного датчика частоты вращения ИС-445 потребовалось изготовление отдельных кронштейнов и металлической зубчатой гребенки, устанавливаемой при помощи штатных крепежных болтов на обойме шарнира равных угловых скоростей (см. Рис. 3.9, 3.10).

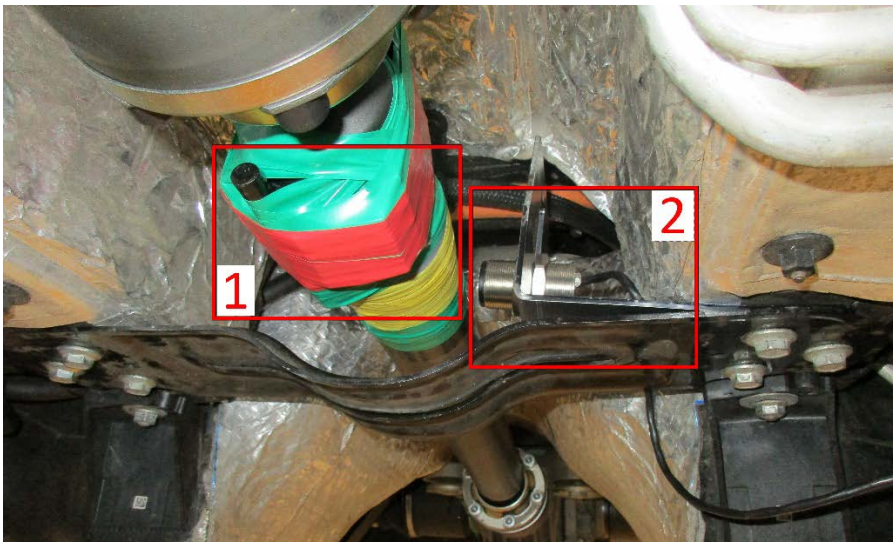


Рисунок 3.9 – Монтаж датчика крутящего момента на заднем карданном валу трансмиссии:
1 – блок передающей части телеметрии; 2 – приёмник сигнала

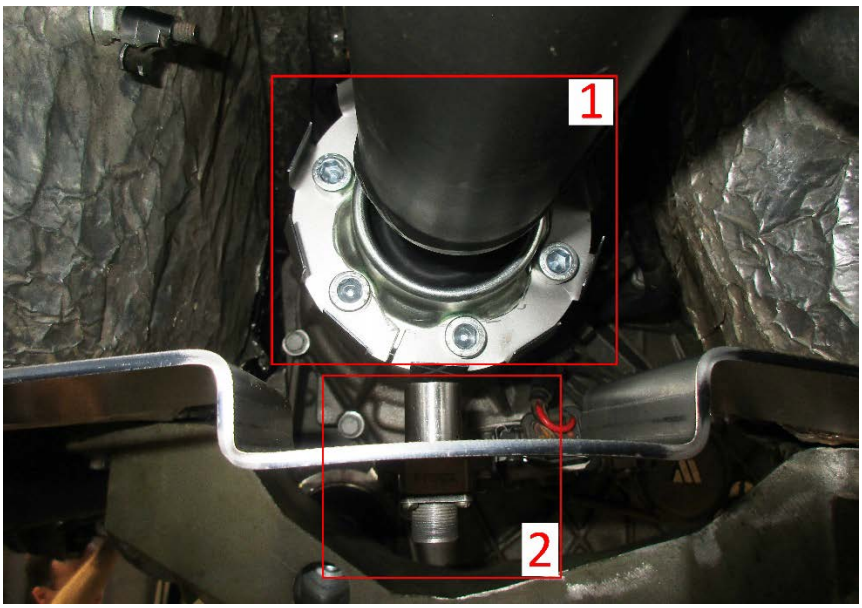
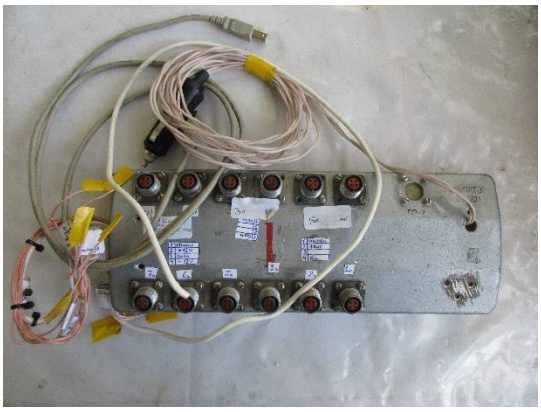


Рисунок 3.10 – Монтаж датчика частоты вращения на заднем карданном валу трансмиссии:
1 – металлическая гребёнка; 2 – импульсный датчик ИС-445

Кабельные узлы от датчиков и приёмника выведены из-под днища автомобиля через заднюю дверь в салон автомобиля, где подключаются в соответствии с номерами каналов на разъемах кабелей и блоке предварительной обработки сигналов.

В связи с возможностью, при работе транспортного средства, появления в бортовой сети импульсных напряжений с резким увеличением амплитуды, в блоке предварительной обработки сигналов предусмотрен стабилизатор напряжений, через который осуществляется питание приёмника, ПЧН и АЦП (см. Рис. 3.11).



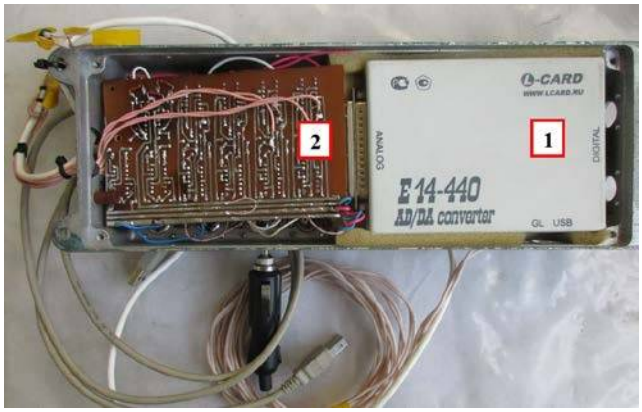


Рисунок 3.11 – Регистрирующая аппаратура:
1 – АЦП L-Card E14-440; 2 – ПЧН

3.4. Объём лабораторно-дорожных испытаний

Для валидации расчётной модели по оценке динамической нагруженности системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» подготовлена программа проведения лабораторно-дорожных испытаний, которая представлена в табл. 13.

Таблица 13 – Оцениваемые характеристики автомобиля при проведении лабораторно-дорожных испытаний

Исследуемый параметр	Режимы испытаний
1. Определение относительной частоты вращения ведомой и ведущей частей двухмассового маховика	Испытания проводятся на нейтральной передаче трансмиссии в следующих режимах: 1) при пуске – разгоне – заглохании двигателя; 2) при ступенчатом изменении оборотов двигателя от оборотов холостого хода (650 [мин$^{-1}$]) до 3000 [мин$^{-1}$] с шагом 100 [мин$^{-1}$]; 2) при ступенчатом изменении оборотов двигателя от 3000 [мин$^{-1}$] до 650 [мин$^{-1}$] с шагом 100 [мин$^{-1}$].
2. Определение крутящего момента на карданном валу от раздаточной коробки до редуктора заднего моста	Испытания проводятся на режимах: 1) при трогании с места на 1, 2 передачах переднего хода и передаче заднего хода; 2) при движении с переключением передач (снизу-вверх и наоборот); 3) при движении на каждой передаче с плавным увеличением оборотов двигателя от минимально устойчивых (650 [мин$^{-1}$]) до 3000 [мин$^{-1}$].

ГЛАВА 4. ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

В данном разделе приводятся сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследования, оценка корректности принятых в расчётной модели допущений, корректировка и валидация по результатам эксперимента имитационной модели.

Для идентификации измеряемых параметров по экспериментальным данным была выполнена градуировка измерительных каналов (Приложение П6). Воспроизводимость результатов испытаний определена степенью совпадения этих результатов при повторных испытаниях. При проведении лабораторно-дорожных испытаний трансмиссии автомобиля по дороге с твёрдым покрытием результаты испытаний не отличаются более, чем на 10%.

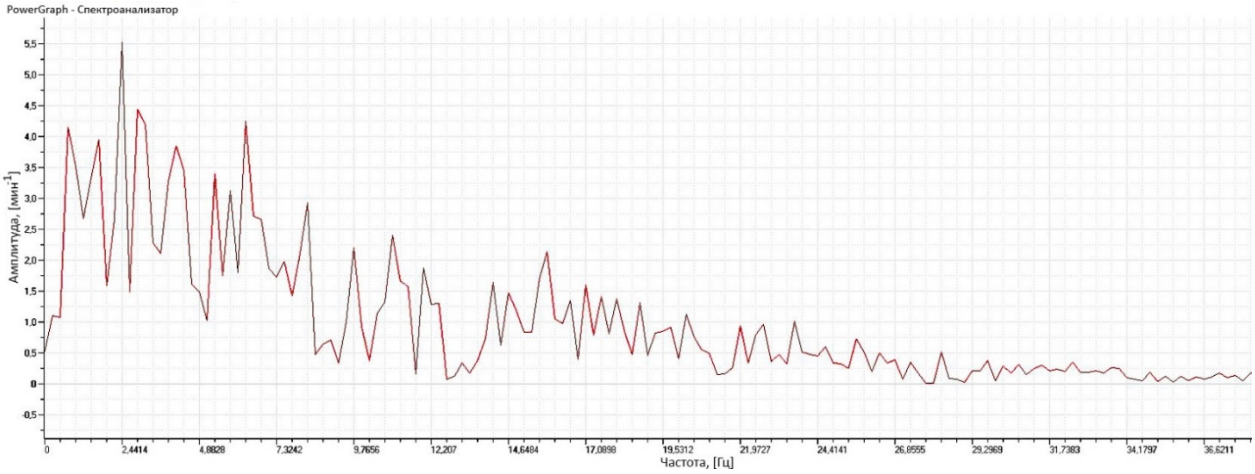
4.1. Оценка динамической нагруженности при пуске двигателя и на холостом ходу при нейтрале в трансмиссии

В начале испытаний экспериментально определены относительные частоты вращения элементов ДММ при отключенной трансмиссии в соответствии с программой, представленной в табл. 13.

Пуск и заглохание ДВС сопровождается относительным движением инерционных масс ДММ вследствие действия периодических составляющих крутящего момента двигателя. На Рис. 4.1 приведен фрагмент осциллограммы изменения относительной скорости масс ДММ при пуске двигателя и его работе на холостом ходу (см. Рис. 4.1 а), а также спектральная плотность этого процесса (см. Рис. 4.1 б). Из приведенных графиков следует, что колебаний по форме с узлом между элементами ДММ на частоте равной 17 [Гц] и выше, определённой по расчётной модели (как до корректировки модели, так и после) не зафиксированы. При увеличении-уменьшении оборотов ДВС от оборотов холостого хода до 3000 [мин$^{-1}$] относительного движения масс ДММ не установлено (см. Рис. 4.2). На этом рисунке приведены процесс изменения относительной скорости (см. Рис. 4.2 а) и его частотный спектр (см.

Рис. 4.2 б). Амплитуда относительной скорости не превышает 2 [мин$^{-1}$] в диапазоне частот до 2 [Гц], а при частотах более 2 [Гц] вид спектральной плотности носит характер «белого шума» с несущественными амплитудами (на уровне погрешности измерений). Это соответствует представлению о собственных формах колебаний, вытекающих из результатов моделирования. На этих режимах не возникает резонансных колебаний соответствующих форме колебаний с узлом между массами ДВС и ЭД, что свидетельствует о высокой эффективности предложенного гасителя крутильных колебаний на данном режиме работы («нейтраль»).

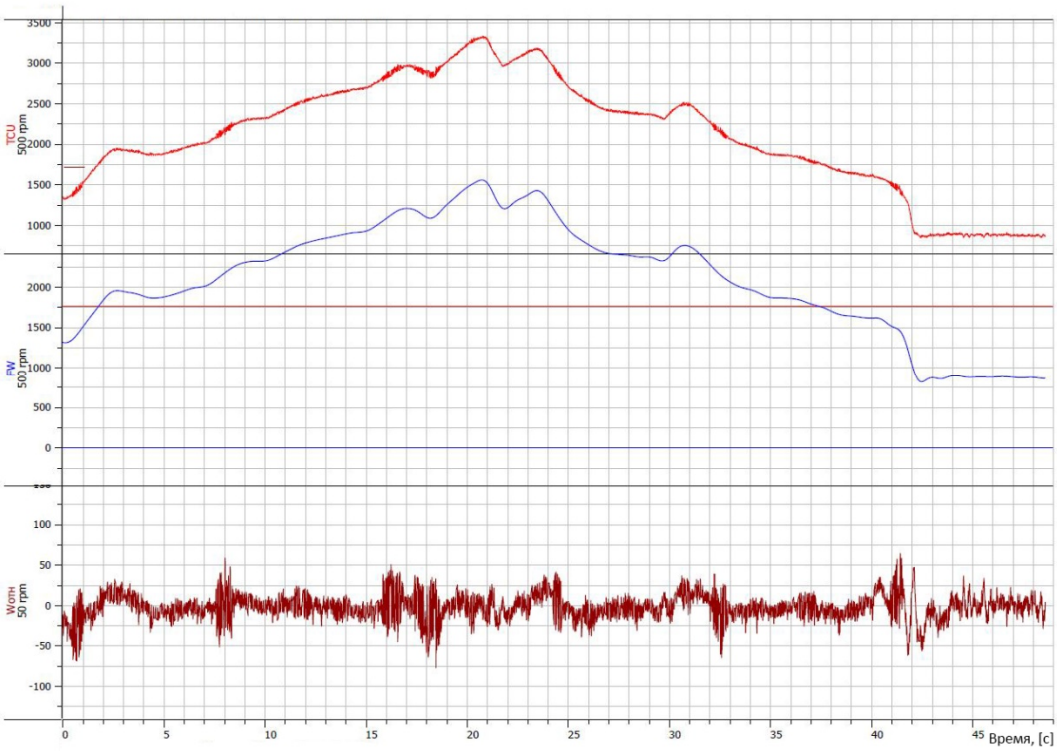
– а –



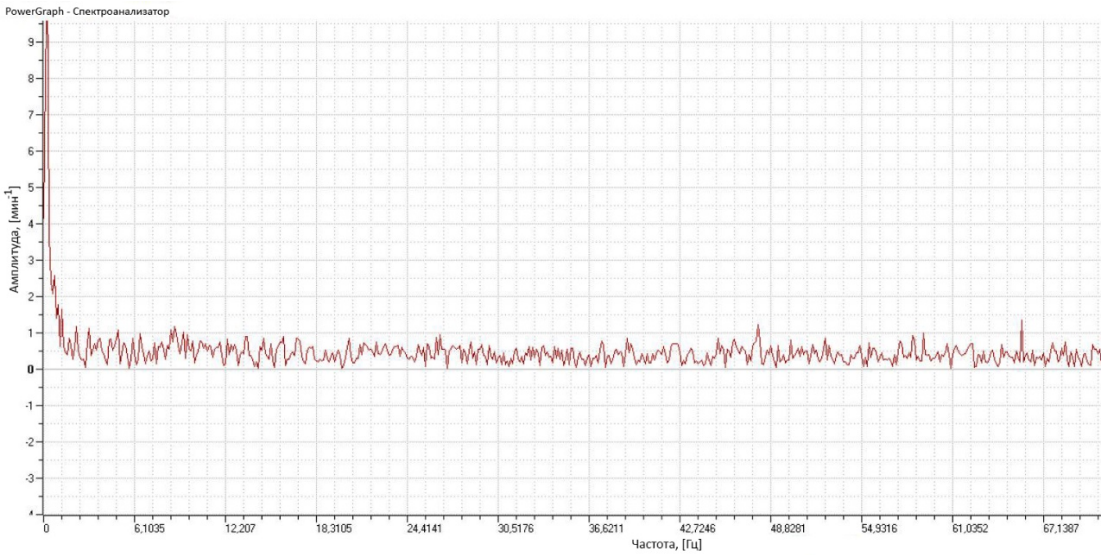
– б –

Рисунок 4.1 – Динамические процессы в моторно-трансмиссионной установке при пуске ДВС и работе на холостом ходу (режим «нейтраль» в трансмиссии):

а – фрагмент осциллограммы с записью параметров; б – спектр амплитуды относительных оборотов ДММ; FW – обороты маховика двигателя, [мин$^{-1}$]; TCU – обороты входного вала АКП, [мин$^{-1}$]; $W_{отн}$ – относительные обороты двухмассового маховика, [мин$^{-1}$]



– а –



– б –

Рисунок 4.2 – Динамические процессы в моторно-трансмиссионной установке при плавном разгоне двигателя от оборотов холостого хода до 3000 [мин$^{-1}$] и обратно (режим «нейтраль» в трансмиссии):
а – фрагмент осциллограммы с записью параметров; б – спектр амплитуды относительных оборотов ДММ; FW – обороты маховика двигателя, [мин$^{-1}$]; TCU – обороты входного вала АКП, [мин$^{-1}$]; $W_{отн}$ – относительные обороты двухмассового маховика, [мин$^{-1}$]

4.2. Оценка динамической нагруженности трансмиссии при различных режимах движения автомобиля

Определение динамической нагруженности трансмиссии (крутящего момента на карданном валу от раздаточной коробки до главной передачи заднего моста) проводилось на следующих режимах:

1) при трогании автомобиля с места на передачах переднего хода и передаче заднего хода;

2) при движении с переключением передач (снизу-вверх и наоборот);

3) при движении на каждой передаче с плавным увеличением оборотов двигателя от минимально устойчивых (650 [мин$^{-1}$]) до 3000 [мин$^{-1}$].

Фрагменты наиболее характерных осциллограмм приведены на Рис. 4.3, 4.4. На Рис. 4.3 показаны параметры, характеризующие динамическую нагруженность автомобиля при трогании с места, разгоне с I-й по IX передачи и замедление до I-й в режиме автоматического управления переключением передач. На Рис. 4.3 приведен фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля при разгоне с принудительным удержанием в АКП V-й передачи.

Из результатов обработки следует, что численные значения частотных характеристик крутящего момента – собственные частоты не всегда соответствуют расчётным значениям (см. табл. 14, колонки 2, 3). Как следует из таблицы частота собственных колебаний, соответствующая низшей одноузловой форме в 2,0 ... 2,5 раза ниже рассчитанной по имитационной модели.

Подробный анализ экспериментальных данных показал, что в расчётной схеме параметры упругости определены при движении с одновременно включенными обоими мостами. Это не соответствует реальному состоянию автомобиля в процессе движения (передний мост отключен).

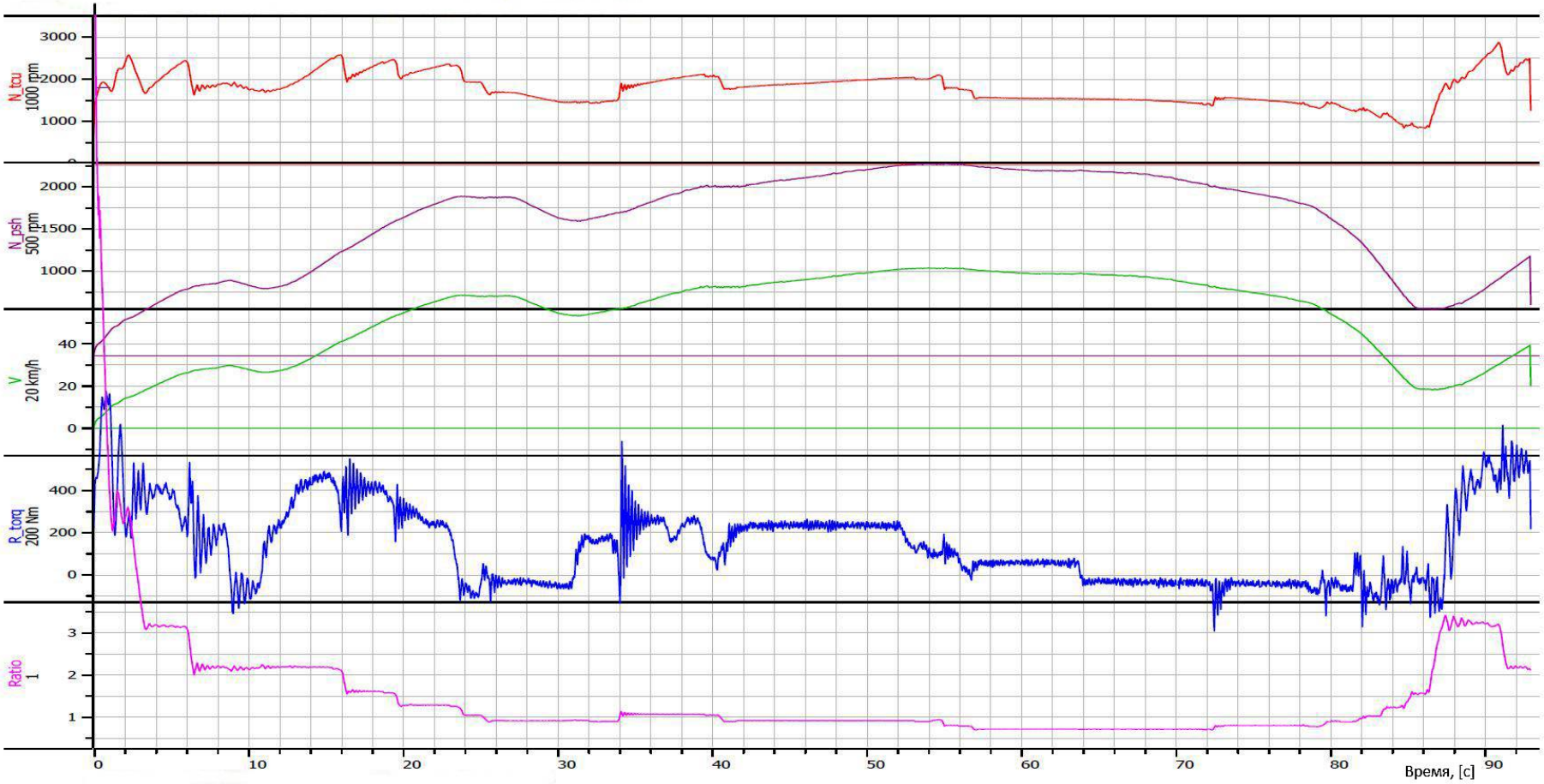


Рисунок 4.3 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих динамическую нагруженность автомобиля при трогании с места, разгоне с I-й по IX передачи и замедлении до I-й в режиме автоматического управления переключением передач: N_tcu – частота вращения входного вала АКП, [мин$^{-1}$]; N_psh – частота вращения карданного вала, [мин$^{-1}$]; V – скорость движения автомобиля, [км/ч]; R_torq – крутящий момент на карданном валу, [Нм]; Ratio – передаточное число АКП

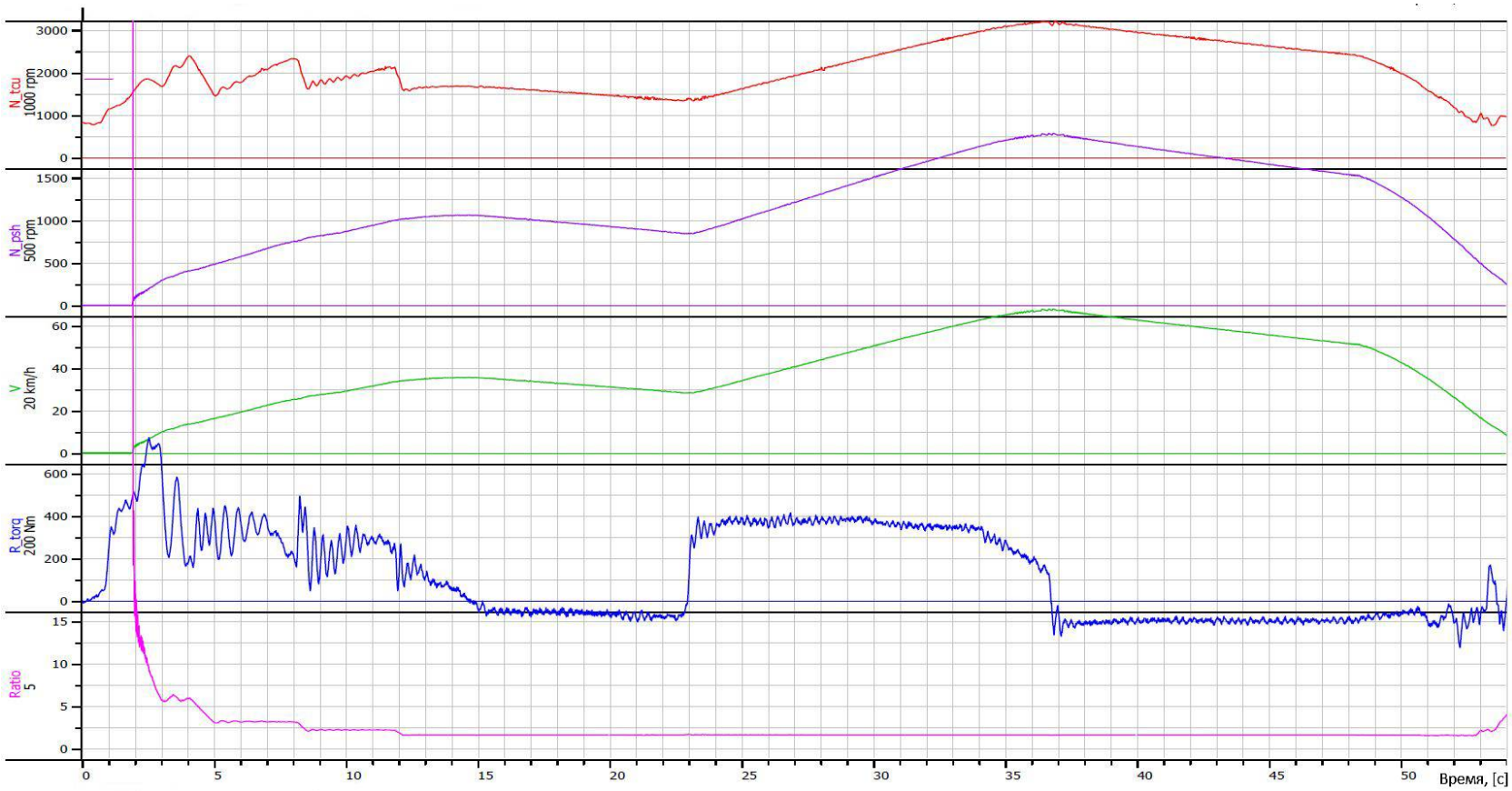


Рисунок 4.4 – Фрагмент осциллограммы с записью параметров, характеризующих динамическую нагруженность трансмиссии автомобиля при разгоне с принудительным удержанием в АКП V-й передачи:

N_tcu – частота вращения входного вала АКП, [мин$^{-1}$]; N_psh – частота вращения карданного вала, [мин$^{-1}$];

V – скорость движения автомобиля, [км/ч]; R_torq – крутящий момент на карданном валу, [Нм]; Ratio – передаточное число АКП

Таблица 14 – Результаты обработки расчётных и экспериментальных данных

№ передачи	Частота собственных колебаний ω, [Гц]		
	Расчёт	Эксперимент (привод переднего моста отключен)	Результаты расчёта по корректированной модели
1	**2**	**3**	**4**
I	3,8	1,5…1,8	1,6
II	5,4	2,1…2,5	2,3
III	8,0	3,17…3,42	3,3
IV	9,9	3,9…4,4	4,2
V	11,2	4,4…4,88	4,8
VI	11,2	4,6…5,0	5,1
VII	12,9	5,0…5,6	5,9
VIII	13,4	5,5…6,1	6,3
IX	14,0	6,7…7,0	6,6
ЗХ	3,7	1,65…1,95	1,6

При учёте в модели реального состояния, т.е. при отключенном переднем мосте уменьшается приведенная инерционная масса транспортного средства и общая жёсткость участка между АКП и автомобилем с 4396 [Нм/рад] до 1857 [Нм/рад], соответственно и собственные частоты системы на первой низшей форме колебаний. Схема расчёта податливости участка «трансмиссия-автомобиль» при отключении привода переднего моста ТС приведена на Рис. 4.5.

Кроме того, в имитационной модели при определении моментов инерции маховика двигателя и ротора ЭД не учтены инерционные моменты двухмассового маховика (на 0,122 [кг·м^2] увеличивается момент инерции маховика двигателя и на 0,015 [кг·м^2] увеличивается момент инерции ротора ЭД).

Результаты расчёта собственных частот системы по корректированной модели, с учётом приведенного выше, сведены в табл. 15. Корректировка расчётной схемы и, соответственно, имитационной модели позволила обеспечить удовлетворительную сходимость частотных характеристик динамических процессов в трансмиссии (см. табл. 14, колонки 3, 4).

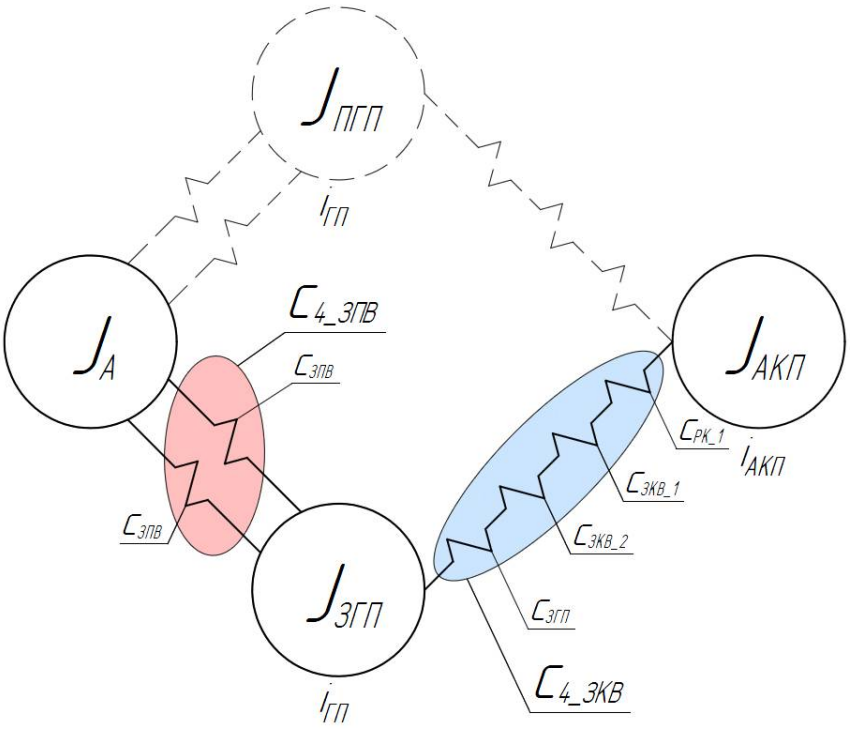


Рисунок 4.5 – Схема расчёта податливости участка «трансмиссия-автомобиль» при отключении привода переднего моста ТС

Таблица 15 – Результаты расчёта собственных частот системы по корректированной модели

Номер передачи	Частоты форм колебаний ω, [Гц]			
	№1	№2	№3	№4
I	1,6	14,6	81,6	452,9
II	2,3	13,3	56,4	475,1
III	3,3	14,2	63,3	331,3
IV	4,2	14,2	51,9	187,5
V	4,8	13,7	52,1	263,1
VI	5,1	12,5	47,1	282,3
VII	5,9	13,1	46,6	249,6
VIII	6,3	12,9	38,6	181,0
IX	6,6	12,6	43,5	278,5
ЗХ	1,6	14,5	77,0	433,9

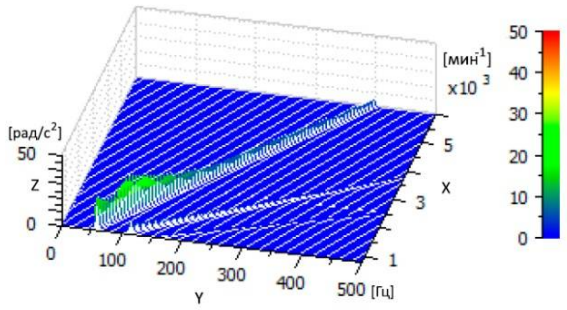
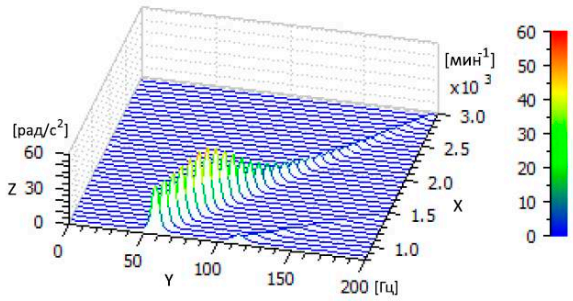
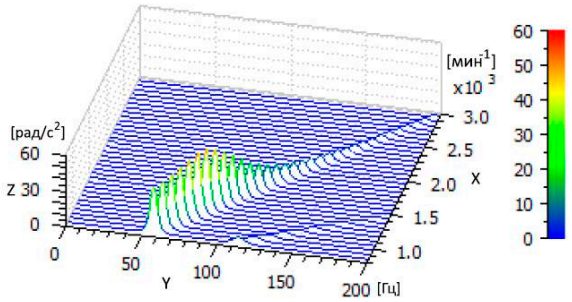
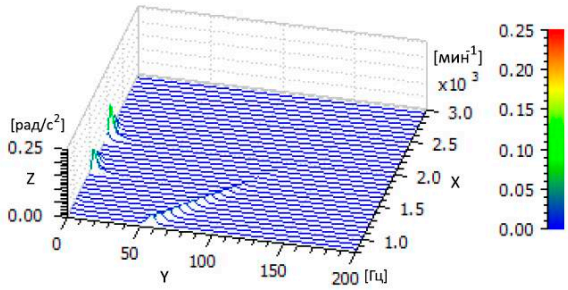
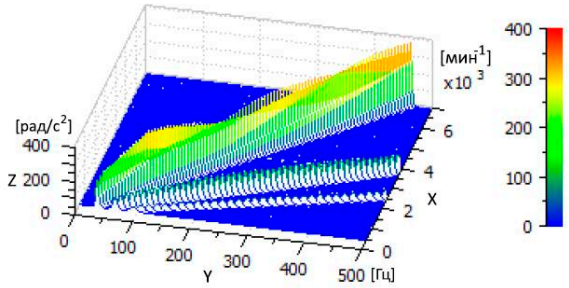
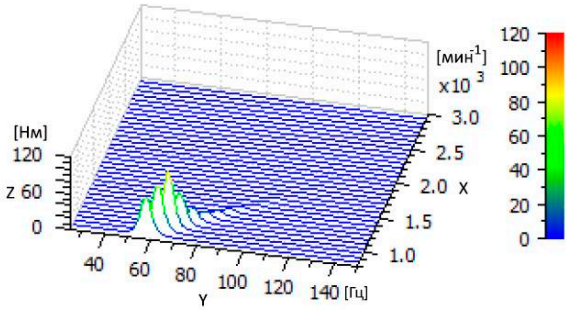
Из приведенных данных следует, что более точный учёт упруго-инерционных характеристик в имитационной модели приводит к значительному изменению собственной частоты, соответствующей первой низшей форме колебаний с узлом колебаний в зоне полуосей ведущего моста. Увеличение моментов инерции маховика ДВС и ротора ЭД за счет присоединения дополнительных инерционных масс двухмассового маховика также приводит к изменению частоты двухузловой формы колебаний - уменьшению в 1,3 ... 1,5 раза (с узлом между ведущей и ведомой массами ДММ). Но данная неточность имеет положительные последствия, вследствие улучшения фильтрующих свойств низкочастотного ДММ.

Необходимо отметить, что существует незначительное отличие модальных характеристик (5 ... 10 %), полученных расчётным и экспериментальным методом. Это вызвано тем, что реальные процессы сложнее принимаемых при расчёте. В частности, причиной этого может быть неопределённость состояния фрикционной и гибкой передач в раздаточной коробке, а также проявление нелинейностей динамической системы. Сказанное выше относится, прежде всего, к низшей - первой форме колебаний. Колебания динамического момента, соответствующие 2-й, 3-й и 4-й формам не проявляются, вследствие эффективного функционирования ГКК, что подтверждается результатами расчётов и экспериментов (расчётный спектр крутящего момента выходного вала АКП и ускорений инерционных масс для шестой передачи приведены в табл. 16).

На Рис. 4.6 приведен спектр момента выходного вала АКП для 6-й передачи. Как следует из рисунка, амплитуды спектральных составляющих крутящего момента находятся на уровне 2…6 [Нм], в том числе и на регистрируемой в процессе расчётов частоте 48 ... 50 [Гц]. Результаты сопоставления расчётных и экспериментальных данных свидетельствуют о их удовлетворительной сходимости (по частотам и амплитудам). Расчёт по имитационной модели свидетельствует о незначительной реакции динамической системы на 4-ю моторную гармонику двигателя по третьей форме колебаний (в

диапазоне частот 38,6…81,6 [Гц]). При этом величина расчётных амплитуд находится на уровне неучитываемых в имитационной модели и фиксируемых в процессе эксперимента высокочастотных составляющих крутящего момента, имеющих амплитуды не существенные с точки зрения оценки динамической нагруженности.

Таблица 16 – Спектр ускорений инерционных масс и крутящих моментов на VI передаче

Инерционная масса ЭД	Инерционная масса ПМ1
	
Инерционная масса ПМ2	**Инерционная масса ТС**
	
Крутящий момент на маховике ДВС	**Крутящий момент на выходном валу АКП**
	

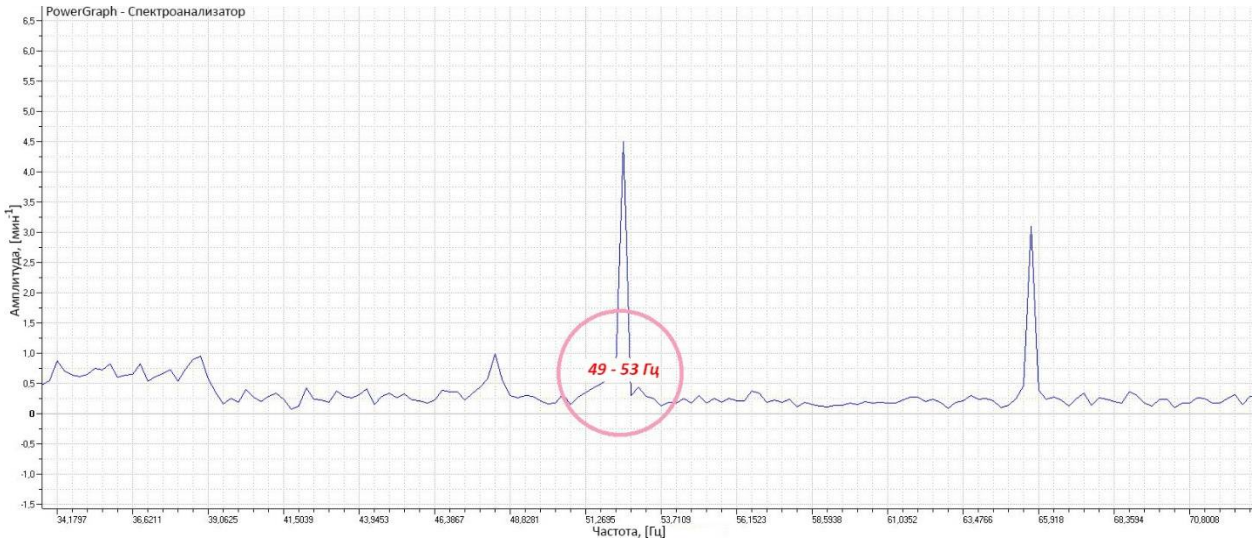


Рисунок 4.6 – Спектр крутящего момента выходного вала АКП для 6-й передачи

Следует отметить, что синтезированный ДММ исключает резонансные режимы на всех формах колебаний выше первой, определяемой податливостью полуосей (1,6 ... 6,6 [Гц]).

Проведение лабораторно-дорожных испытаний показало, что разработанный регистрационно-измерительный комплекс соответствует предъявляемым требованиям и обеспечивает достаточную надёжность функционирования.

Таким образом, в результате выполнения работ определена динамическая нагруженность на установившихся режимах в рабочем диапазоне частот вращения вала двигателя и выполнена корректировка соответствующей имитационной модели. Сравнительный анализ амплитуд динамического момента и частот его колебаний свидетельствует о корректности результатов моделирования. Расхождение объяснено нелинейностью реальной механической системы, которое по амплитудам и частотам колебаний не превышает 10 ... 15 %.

Из данных эксперимента следует, что при управлении двигателем и трансмиссией в процессе движения на 5, 6, 7-й передачах (см. Рис. 4.7, Рис. 4.8) на оборотах 1200…1400 [мин$^{-1}$] возникают колебательные процессы с частотой, соответствующей первой (низшей) форме колебаний. Это объясня-

ется тем, что реальная механическая система отличается от расчётной тем, что на её динамику существенное влияние оказывает особенность функционирования мехатронных систем управления двигателем, электрической машиной и трансмиссией в рассматриваемой конструкции перспективного автомобиля, в частности, возбуждение резонансных явлений вызвано процессами регулирования в системе управления ДВС и электродвигателя. Полученный результат подтверждает актуальность научно-исследовательской работы, и говорит о том, что на динамику трансмиссии и автомобиля в целом существенное влияние может оказывать особенность функционирования систем управления КЭУ автомобиля.

Проведённые экспериментальные исследования динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» и статическая обработка их результатов подтверждают достоверность разработанной имитационной модели, отражающей физические процессы при резонансных режимах и корректность основных допущений.

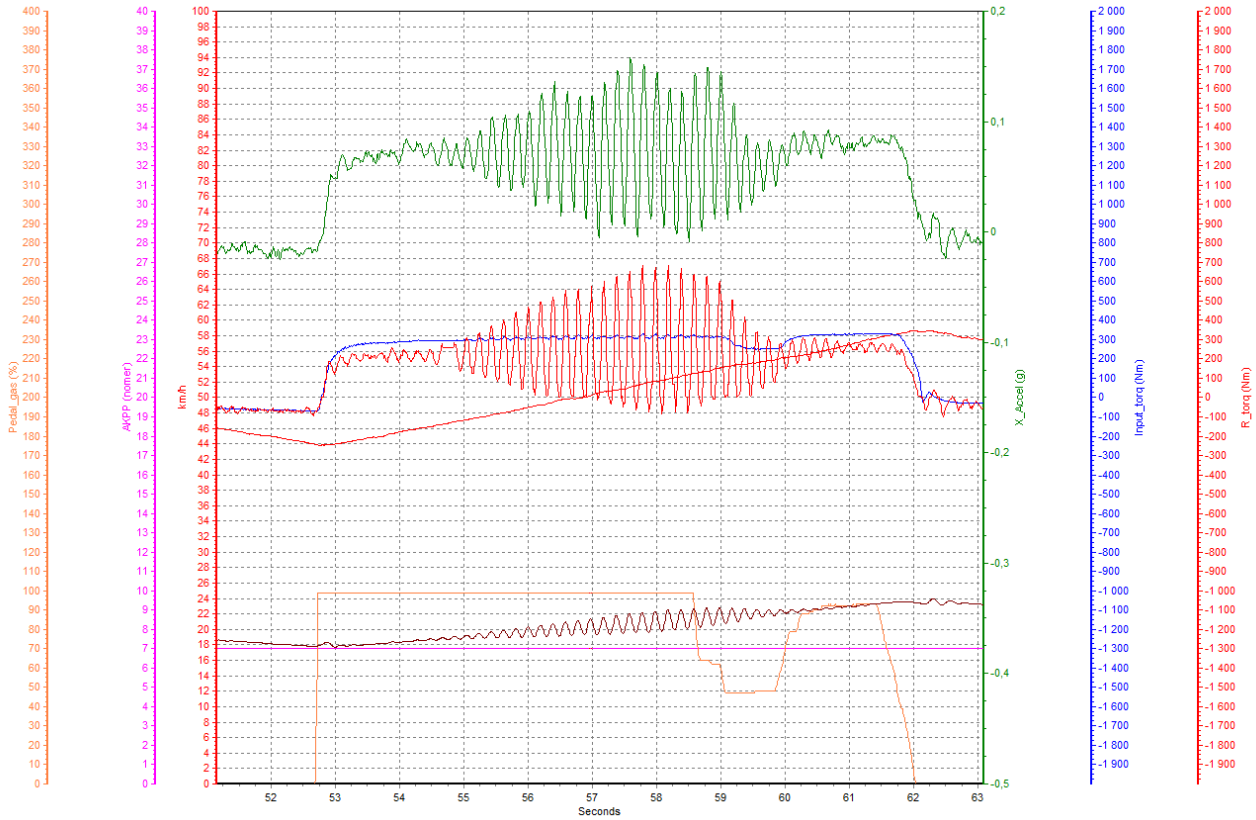
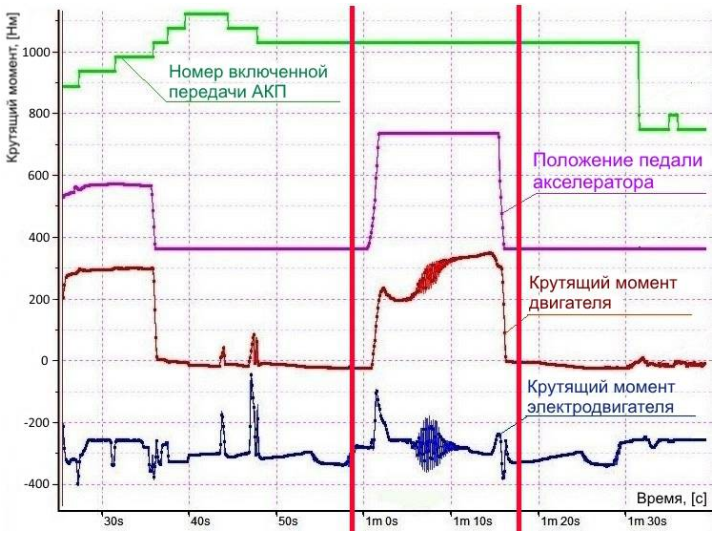
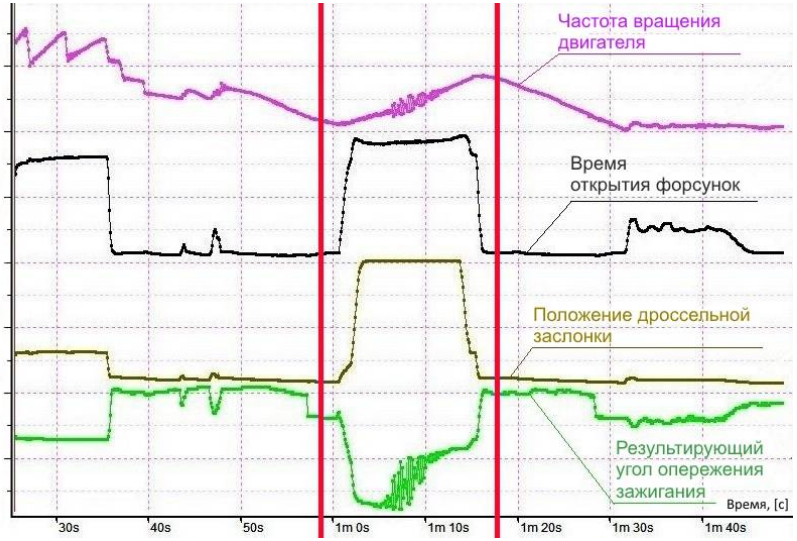
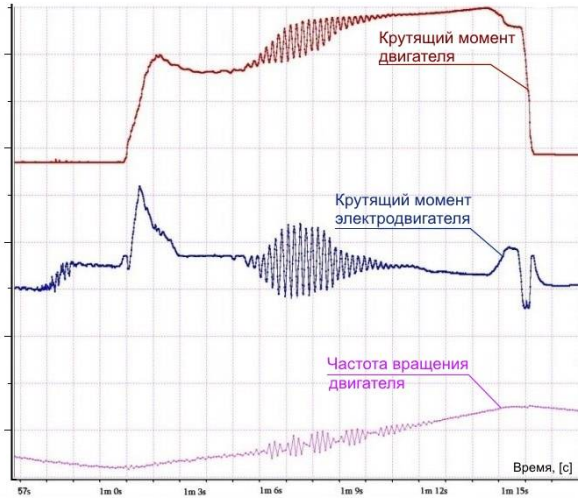


Рисунок 4.7 – Фрагмент осциллограммы изменения параметров при движении на VII-й передаче в диапазоне оборотов двигателя 1200 … 1400 [мин$^{-1}$]: Pedal_gas (%) – положение педали дроссельной заслонки; AKPP (nomer) – номер включенной передачи в коробке передач; km/h – скорость автомобиля; X_Accel (g) – продольные ускорения кузова автомобиля; Input_torq (Nm) – крутящий момент на входном валу коробки передач; R_torq (Nm) – крутящий момент на заднем карданном валу







Движении на VI-й передаче в диапазоне оборотов двигателя 1200 … 1400 [мин$^{-1}$]:

– резонансные колебания происходят на собственной частоте динамической системы, соответствующей первой одноузловой форме колебаний;

– источником возмущения является процесс регулирования в системе управления ДВС и электродвигателя.

Рисунок 4.8 – Фрагмент осциллограммы, характеризующий влияние параметров системы управления ДВС и электродвигателя на динамические процессы в трансмиссии автомобиля

4.3. Выводы по результатам экспериментальной оценки динамической системы трансмиссии

1) Для экспериментального определения динамической нагруженности трансмиссии и валидации модели разработана программа проведения экспериментального исследования, которая включает в себя объект, цель, задачи, перечень измеряемых параметров, условия и порядок проведения испытаний. В качестве измеряемых параметров, характеризующих динамическую нагруженность трансмиссии приняты относительная частота вращения ведущей и ведомой частей двухмассового маховика, а также крутящий момент и частота вращения карданного вала привода заднего моста.

2) Для проведения дорожных испытаний автомобиля подготовлен комплекс информационно-измерительной аппаратуры на базе АЦП L-Card E14-440, осуществлён монтаж элементов комплекса на автомобиле и выполнены калибровочные испытания отдельных датчиков и настройка измерительных каналов.

3) В соответствии с программой испытаний выполнено экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии на установившихся режимах работы («нейтраль» и движение на каждой передаче с плавным увеличением частоты вращения вала двигателя от минимально устойчивых оборотов до максимальных). На основании результатов испытаний колебаний по форме с узлом между элементами гасителя на частоте равной 17 [Гц] (низшая частота динамической системы при «нейтрале» в трансмиссии) не зафиксировано. Амплитуда относительной скорости не превышает 2 [мин$^{-1}$] в диапазоне частот до 2 [Гц], а при частотах более 2 [Гц] вид спектральной плотности носит характер «белого шума» с несущественными амплитудами (на уровне погрешности измерений). Таким образом, на рассматриваемых режимах работы не возникает резонансных колебаний соответствующих форме колебаний с узлом между массами ДВС и ЭД, что свидетельствует о высокой эффективности предложенного гасителя крутильных колебаний на данных режимах работы («нейтраль»).

4) Экспериментальными исследованиями установлено, что при движении автомобиля на установившихся режимах (на всех передачах с плавным увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя от минимально устойчивых оборотов до максимальных) вследствие эффективного функционирования ГКК резонансов не выявлено. Исключение составляют отдельные искусственно созданные режимы движения, связанные с принудительным удержанием заданной передачи при одновременном снижении частоты ДВС ниже рабочего диапазона, определяемого программой управления трансмиссией – до 1200 ... 1400 [мин$^{-1}$] на высших передачах (5, 6, 7). При этом наблюдаются резонансные режимы на собственной частоте системы (одноузловая форма колебаний), однозначно коррелируемые с процессами регулирования в системе управления ДВС и стабилизации частоты вращения ротора электродвигателя.

5) На основе обработки экспериментальных данных, их анализа и сопоставления с результатами численного моделирования установлено, что амплитудно-частотные характеристики момента не всегда соответствуют расчётным. Анализ показал, что в расчётной схеме параметры упругости определены при движении с одновременно включенными обоими мостами, что не соответствует реальному состоянию автомобиля в процессе движении. Кроме того, в расчётной схеме при определении моментов инерции маховика двигателя и ротора электродвигателя не учтены инерционные параметры двухмассового маховика (синтезированного гасителя крутильных колебаний). Корректировка упруго-инерционных параметров модели позволила обеспечить удовлетворительную сходимость амплитудно-частотных характеристик динамического момента на всех передачах. Сравнительный анализ амплитуд динамического момента и частот его колебаний свидетельствует о корректности результатов моделирования. Расхождение объяснено нелинейностью реальной механической системы, по амплитудам и частотам колебаний оно не превышает 10 ... 15 %.

4.4. Блок-схема метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии

Результаты теоретического и экспериментального исследования позволяют предложить следующий метод прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии и определения параметров гасителя крутильных колебаний, учитывая полигармонический характер возмущений, функционирование электродвигателя как дополнительного источника силового и кинематического воздействия, и особенности динамической нагруженности автоматической коробки передач без гидротрансформатора. Блок-схема метода приведена на Рис. 4.9.

В качестве исходных данных при прогнозировании динамической нагруженности трансмиссии необходимы следующие параметры узлов транспортного средства:

1) параметры силовой установки:
   - индикаторная диаграмма давления одного цилиндра ДВС;
   - порядок работы цилиндров ДВС;
   - массово-геометрические параметры элементов ДВС;
   - моментная характеристика электродвигателя;
2) кинематическая схема и упруго-инерционные характеристики трансмиссии, передаточные числа.

По этим данным в соответствии с разработанной программой на основе индикаторной диаграммы одного цилиндра рассчитывается периодическая функция крутящего момента $\frac{M_0}{2}+\sum M_i \sin\left(i\omega_\partial \cdot t+\varphi_i\right)$. На основании спектрального анализа момента двигателя (блок 3) выделяют моторные гармоники $i\omega_\partial$, определяются их амплитуды M_i и фазы φ_i для нескольких скоростных режимов работы двигателя. Кроме этого, определяют гармонические составляющие крутящего момента электродвигателя, сопоставляя их с моторными гармониками ДВС (блок 3).

По кинематической схеме трансмиссии производится редуцирование упруго-инерционных свойств исходной динамической системы, построение расчётной эквивалентной модели и расчёт модальных характеристик трансмиссии (блок 4).

Далее, частотные характеристики ДВС строятся в виде функции частоты вращения коленчатого вала и наносятся наклонными линиями. Диапазон собственных частот механической системы наносится в виде горизонтальных линий. Условием возникновения резонансных режимов является совпадение собственных частот системы с гармониками ДВС и электродвигателя (блок 5).

При совпадении частот производится определение амплитуд резонансных крутильных колебаний системы (блок 7). Критерием оценки допустимого уровня динамической нагруженности является угловое ускорение инерционных масс механической системы, получаемое по результатам анализа процесса буксования фрикционных муфт и определения закладываемого в конструкции коэффициента запаса сцепления (блок 8).

В случае превышения допустимого значения углового ускорения, методом корневого годографа осуществляется варьирование собственных частот системы с целью вывода резонансных режимов за пределы диапазона работы ДВС. После определения требуемого диапазона собственных частот системы осуществляется проверка устойчивости решения при выбранных упруго-инерционных параметрах ГКК (блок 9).

После варьирования собственных частот производится повторный расчёт динамической нагруженности системы с рекомендуемыми параметрами ГКК.

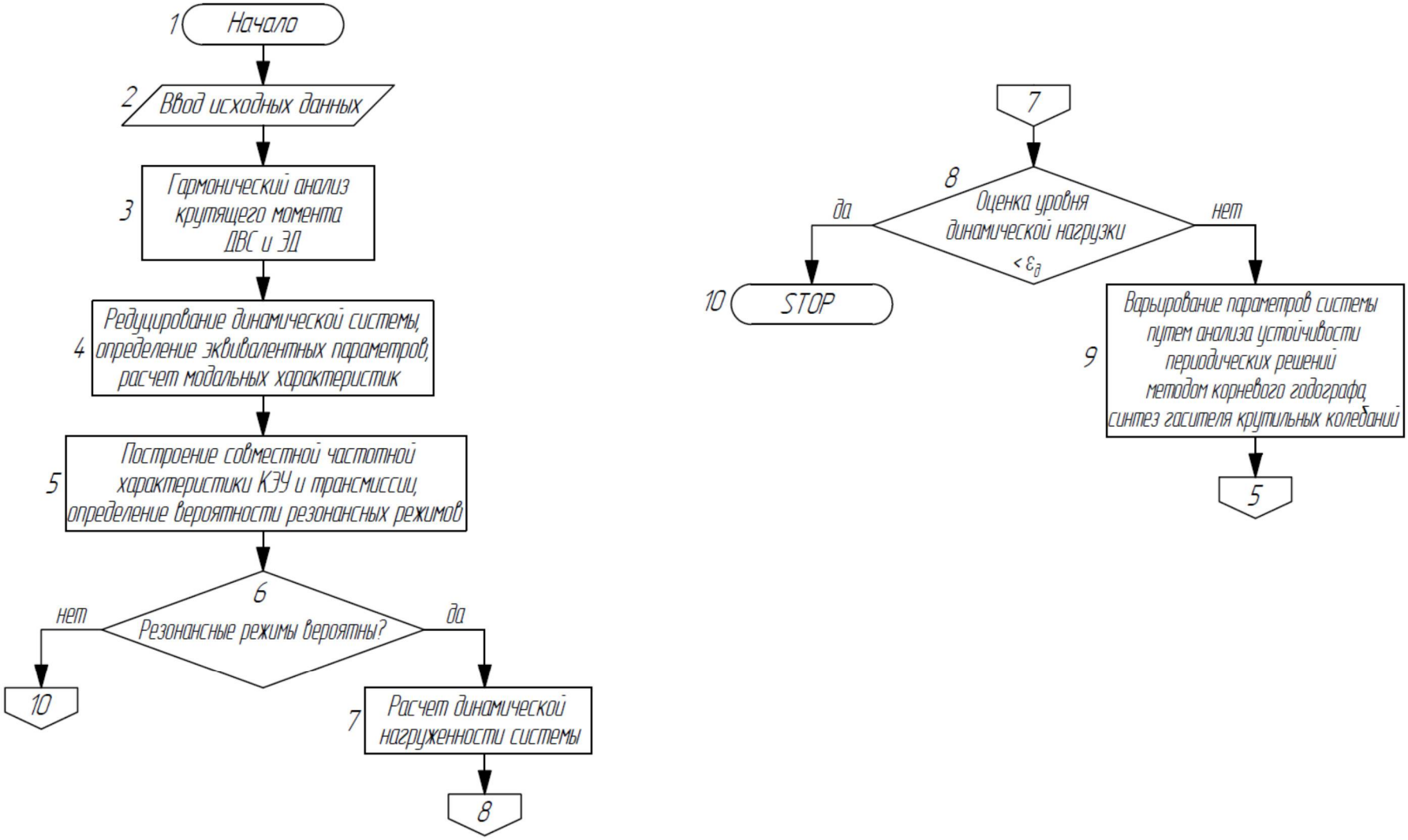


Рисунок 4.9 – Блок-схема метода прогнозирования динамической нагруженности трансмиссии ТС с КЭУ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённых в данной работе расчётно-теоретических и экспериментальных исследований получены следующие основные результаты и выводы:

1) Разработан метод, позволяющий на ранних этапах проектирования автоматических трансмиссий без гидротрансформатора для ТС с КЭУ прогнозировать резонансные режимы работы и снижать уровень динамической нагруженности элементов трансмиссии путём определения необходимого места расположения гасителя крутильных колебаний и его параметров.

2) По результатам моделирования динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» установлено, что наиболее критичной, с точки зрения динамической нагруженности, является трёхузловая форма колебаний в диапазоне частот 170,1 ... 177,4 [Гц] с узлом между маховиком ДВС и ротором ЭД. Для исключения этих колебаний жёсткость упругой связи между ДВС и ЭД уменьшена до значения 1300 [Н·м/рад] путём установки гасителя крутильных колебаний.

3) Для определения допустимого уровня динамической нагруженности трансмиссии предложен и научно обоснован критерий оценки по угловому ускорению инерционных масс механической системы ε_{∂} = 1250 [рад/с^2], получаемый по результатам анализа процесса буксования фрикционных муфт и определения закладываемого в конструкции коэффициента запаса сцепления.

4) На основе выполненного методом корневого годографа анализа устойчивости периодических решений при варьировании параметров механической системы трансмиссии автомобиля с КЭУ обосновано место установки ГКК и оптимизированы его характеристики. На основании полученных результатов динамическая нагруженность элементов системы уменьшена до 10 раз.

5) Экспериментальными исследованиями динамики механической системы «ДВС – ЭД – АКП – ТС» и статической обработкой их результатов подтверждена достоверность разработанной имитационной модели, отражающей физические процессы при резонансных режимах и корректность основных допущений. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составило не более 10 ... 15 %.

6) Экспериментальными исследованиями установлено, что при движении автомобиля на установившихся режимах (на всех передачах с плавным увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя от минимально устойчивых оборотов до максимальных) вследствие эффективного функционирования ГКК резонансов не выявлено. Исключение составляют отдельные искусственно созданные режимы движения, связанные с принудительным удержанием заданной передачи при одновременном снижении частоты ДВС ниже рабочего диапазона, определяемого программой управления трансмиссией – до 1200 ... 1400 [мин$^{-1}$] на высших передачах. При этом зафиксированы резонансные режимы на собственной частоте системы в диапазоне 1,6 ... 6,6 [Гц], однозначно коррелируемые с процессами регулирования в системе управления ДВС и стабилизации частоты вращения ротора электродвигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альгин, В.Б. Схематизация и расчет мобильной машины как многомассовой системы. Динамика машинного агрегата // Механика машин, механизмов и материалов. 2013. № 2. С. 5 – 18.
2. Ананьев И.В., Тимофеев П.Г., Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. – М.: Машиностроение, 1965 – 526 с.
3. Анкинович, Г.Г. Исследование резонансных явлений в системе «привод – движитель» легкого автомобиля и некоторые способы улучшения его акустической характеристики: Дисс. канд.техн.наук. – М., 1971 г.
4. Барский И.Б. Сцепления транспортных и тяговых машин. Под ред. Геккера Ф.Р. / [И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.]; - М.: Машиностроение, 1989. - 344 с.: ил.
5. Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Ломакин В.В., Круташов А.В., Карпухин К.Е., Баулина Е.Е. Автомобиль с гибридными силовыми установками. М.: МАМИ, 2009, 136с.
6. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. – изд. 4-е, перераб. и доп. – СПб. Изд-во «Профессия», 2004 – 752 с.
7. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов /Под ред. К. В. Фролова. 1981, – 456 с.
8. Воробьев И.Т. Устранение шума шестерен и крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с шестицилиндровым V-образным двигателем ЯМЗ / [И.Т. Воробьев, И.И. Козлов]; «Автомобильная промышленность», №6, 1964.
9. Вульфсон, И.И. Экспериментальное исследование демпфирующей способности затянутых конических и резьбовых соединений / [И.И. Вульфсон, Б.В. Сердюков]; В кн. Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Киев: Наукова думка, 1968. с. 405-409.

10. Геккер Ф.Р. К методике определения оптимального момента трения демпфера трансмиссий автомобиля / Ф.Р. Геккер; «Автомобильная промышленность», №2, 1969.
11. Генкин, М.Д. Методы управляемой виброзащиты машин / [М.Д. Генкин, В.Г. Елезов, В.В. Яблонский]; М.: Наука, 1985. -240 с., ил.
12. Генкин, М.Д. Упругоинерционные виброизолирующие системы. Предельные возможности, оптимальные структуры / [М.Д. Генкин, В.М. Рябой]; М.: Наука, 1988. -192 с., ил.
13. Гимадиев А.Г., Грешняков П.И., Синяков А.Ф. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие. - Электрон. текстовые и граф. дан. (4,8 Мбайт). – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2014. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
14. Гришкевич, А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: Учеб. Пособие / А.И. Гришкевич; Мн.: Выш. шк., 1985. - 240 с., ил.
15. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория: Учебник для втузов / А.И. Гришкевич; Мн.: Выш. шк., 1986. - 208 с., ил.
16. Гришкевич, А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. Ред. А.И. Гришкевича; М.: Машиностроение, 1984. - 272 с.
17. Ден-Гартог, Дж.П. Механические колебания / Дж.П.Ден-Гартог; М.: Гос. изд-во физ.-мат. Лит., 1960. - 580 с., ил.
18. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности трансмиссий транспортных машин: Учебное пособие. Курган: Редакционно-издательский центр КГУ, 2008. 153 с.
19. Иванов, С.Н. Крутильные колебания карданной передачи в трансмиссии автомобиля / [С.Н. Иванов, В.П. Мамаев, Ю.Г. Стефанович]; «Автомобильная промышленность», №4, 1974.
20. Иванов, Ю.Б. Методика расчета гасителя крутильных колебаний / Ю.Б. Иванов; «Автомобильная промышленность», №5, 1968.

21. Измайлов Д.Ю. Виртуальная измерительная лаборатория PowerGraph // Радиоежегодник. – 2013. – № 22. – С. 274 – 313.
22. Коловский, М.З. Динамика машин / М.З. Коловский; Л.: Машиностроение, 1989. - 263 с., ил.
23. Коловский, М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский; М.: Наука, 1966. - 318 с., ил.
24. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. / [А.И. Колчин, В.П. Демидов]; - М.: Высш. Школа, 1980. - 400 с., ил.
25. Корчемный Л.В., Минкин Л.М., Тольский В.Е., Математическое моделировании колебаний силового агрегата автомобиля и оценка его виброизоляции. - М.:Автомобильная промышленность, 1979 №2.
26. Косов, В.П. Проектирование гидромеханических передач транспортных машин. Часть 2. Фрикционные устройства ГМП: Учеб. Пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 1998. – 103 с.
27. Лапшин, С.А. Некоторые нагрузки в трансмиссии автомобиля, вызванные работой карданной передачи / С.А. Лапшин; Труды НАМИ. Вып. 72. 1965.
28. Лахтюхов, М.Г. Разработка методики выведения наиболее опасных режимов работы силовых передач колесных и гусеничных машин за пределы рабочего диапазона оптимизацией конструктивных параметров: Дисс. канд.техн.наук. – М., 2003 г.
29. Левитский, Н.И. Колебания в механизмах: Учебное пособие для втузов / Н.И. Левитский; М.: Наука, 1988. - 336 с., ил.
30. Лихачёв, Д.С. Анализ возмущающих крутящих моментов силовых установок средствами программного пакета LMS Imagine.Lab AMESim / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2016. – № 266. – С. 74 – 83.
31. Лихачёв, Д.С. Критерий оценки динамической нагруженности системы по уровню угловых ускорений инерционных масс / Д.С. Лихачёв // Актуаль-

ные проблемы технических наук в России и за рубежом: матер. IV междунар. науч.- практич. конф. – Новосибирск, 2017. – С. 19 – 25.

32. Лихачёв, Д.С. Обзор вариантов расположения гасителя крутильных колебаний в транспортных средствах с комбинированными энергоустановками / Д.С. Лихачёв // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 159 – 169.
33. Лихачёв, Д.С. Особенности динамической нагруженности трансмиссии транспортного средства с комбинированной энергоустановкой / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2016. – № 267. – С. 22 – 31.
34. Лихачёв, Д.С. Оценка чувствительности собственных частот крутильных колебаний трансмиссии методом корневого годографа / Д.С. Лихачёв // Инновационные внедрения в области технических наук: матер. II междунар. науч.- практич. конф. – М., 2017. – С. 10 – 18.
35. Лихачёв, Д.С. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой / Д.С. Лихачёв, И.А. Тараторкин, С.А. Харитонов // Труды НАМИ. – 2017. – № 268. – С. 92 – 106.
36. Ломакин В.В. Исследование совместных колебаний систем трансмиссии и подвески трехосных автомобилей типа 6х6 при движении по неровностям. Дисс. канд.техн.наук. - М., 1971 г.
37. Лукин, П.П. Определение оптимального момента трения демпфера крутильных колебаний / П.П. Лукин; «Автомобильная промышленность», №5, 1978.
38. Мангушев, В.А. Основы теории и конструкции двигателей внутреннего сгорания / В.А. Мангушев; М.: Воениздат, 1973. - 422 с., ил.
39. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 151с.
40. Матвеев, В.В. О демпфирующей способности замковых соединений турбинных лопаток / [В.В. Матвеев, А.П. Яковлев]; В кн. Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Киев: Наукова думка, 1972. с. 259-269.

41. Минкин Л.М. Исследование динамической системы силовой агрегат - автомобиль // Труды НАМИ. - М., 1979. - Вып.. 174,с 44-49 С. 44-49.
42. Молибошко, Л.А. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. Учебное пособие по курсу «Конструирование и расчет автомобилей» / [Л.А. Молибошко, А.И. Гришкевич, О.С. Руктешель]; Минск: Изд-во БПИ, 1977. - 69 с., ил.
43. Нагайцев М.В., Эйдинов А.А. АТС с комбинированными энергоустановками (КЭУ). – Москва, 2014. – 442 с.
44. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Никлаенко; М.: Колос, 1984. - 335 с., ил.
45. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов ВУЗов / [В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин]; М.: Машиностроение, 1989. - 304 с., ил.
46. ОСТ В3-5300-94. Трансмиссии ВГМ. Метод расчета стационарных крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем внутреннего сгорания / ВНИИТрансмаш. – Л, 1994. (№ 035.05. Программа расчета стационарных крутильных колебаний, возбуждаемых двигателем внутреннего сгорания / ВНИИТрансмаш. – СПб, 2005.).
47. Паровай Ф.В. Исследование крутильных колебаний валов [Электронный ресурс]: электрон. учебное пособие / Ф.В. Паровай [и др.]; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королёва (Нац. исслед. ун-т) - Электрон. текстовые и граф. дан. (2,056 Мбайт) - Самара, 2011. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM). - Систем. Требования: ПК Pentium; Windows 98 или выше.
48. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили / В.Ф. Платонов; М.: Машиностроение, 1981. - 279 с., ил.
49. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Динамика колесных машин. Ч. I: Учебное пособие / Под ред. А.А. Полунгяна – М.: Изд-во МГТУ, 1995. – 88 с., ил.

50. Проектирование полноприводных колесных машин: В 3 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.
51. Решетов, Д.Н. Демпфирование колебаний в деталях станков / [Д.Н. Решетов, З.М. Левина]; В кн. Исследование колебаний металлорежущих станков М.: Машгиз, 1958. с. 17-24.
52. Ривин, Е.И. Некоторые вопросы виброизоляции станков. Динамика машин. Под ред. И.И. Артоболевского / Е.И. Ривин; М: Наука, 1969. - с. 229-238.
53. Сахаров А.Б. Защита судовых валопроводов от крутильных колебаний. - М.: Транспорт, 1988. - 117 с.
54. Селифонов В.В., Нгуен Х.Т. Выбор путей снижения динамических нагрузок в механической трансмиссии автомобиля с комбинированной энергической установкой при запуске ДВС с ходу // Наука и образование. – 2011. – №1. – С. 1 – 9.
55. Тараторкин И.А. Прогнозирование вибронагруженности дотрансформаторной зоны трансмиссий транспортных машин и синтез гасителей крутильных колебаний. Дисс. канд.техн.наук. – М., 2003 г.
56. Тверсков Б.М. Исследование нагруженности трансмиссий тягачей с демпферами различных конструкций / Б.М. Тверсков; Автомобильная промышленность. 1983. №3. - с. 22 - 23.
57. Тверсков Б.М. Нагруженность трансмиссии автомобиля крутильными колебаниями: Учебное пособие / Б.М. Тверсков; Курган: Изд-во КГУ, 1997.- 124 с., ил.
58. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т. 1-4. Л.: Судостроение, 1970. 127 с.
59. Тольский, В.Е. Расчетно-экспериментальное исследование вибрации грузового автомобиля / В.Е. Тольский, Г.В. Латышев // Труды НАМИ. – 2015. – № 262. – С. 6 – 14.

60. Тольский, В.Е. Экспериментальное исследование вибрации автомобилей при работе двигателя внутреннего сгорания (часть 1) / В.Е. Тольский // Труды НАМИ. – 2015. – № 263. – С. 5 – 24.
61. Успенский И.Н. Исследование крутильных колебаний и пиковых нагрузок в трансмиссии грузовых автомобилей ГАЗ / [И.Н. Успенский, М.И. Вайсман]; «Автомобильная промышленность», №12, 1969.
62. Успенский И.Н. Проектирование трансмиссии автомобиля. Учебное пособие / И.Н. Успенский; Горький. - ид-во ГПИ, 1977. - 66с.
63. Уфимцев А.С. Снижение динамических нагрузок от крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с помощью совмещенного стартер-генератора. Дисс. канд.техн.наук. – М., 2002 г.
64. Фролов К.В. Вибрации в технике. В 6-ти томах. Защита от вибраций и ударов (Том 6) / Под общ. Ред. Академика РАН К.В. Фролова; М.: Машиностроение, 1995. - 456 с., ил.
65. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач / Под ред. С.А. Харитонова. М.: ООО Издательство Астрель: ООО «Издательство АСТ, 2003. 335 с.
66. Черепанов Л.А., Исследование вибронагруженности силового агрегата и кузова автомобиля // Межвузовский сборник научных трудов «Виброакустика автомобиля», 1982 г.
67. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. - М.: МГТУ "МАМИ", 2002. - 300 с.
68. Шушкевич, В.А. Основы электротензометрии / В.А. Шушкевич; Минск: «Вышейш. Школа», 1975. – 352 с., ил.
69. A. Geisberger, A. Khajepour, and F. Golnaraglii. Modelling of a hydraulic mount with a new MDOF decoupler using bondgraphs. Department of Mechanical Engineering. University of Waterloo. Waterloo. Ontario. Canada X2L 3G1.
70. Corcoran P.E., Ticks A. Hydraulic Engine Mount Characteristics// SAE paper, 1984.-№840407.-9 p.

71. Diesel Hybrid – The next Generation of Hybrid Powertrains by Mercedes-Benz, 33rd International Vienna Motor Symposium, 2012.
72. FEV GmbH: In-market Application of Start Stop System in European Market, 2011.
73. Kooy, A.; Gillmann, A.; Jäckle, J.; Bosse, M.: DMF – Nothing New? 7th LuK Symposium, 2002.
74. Kroll, J.; Kooy, A.; Seebacher, R.: Land ahoy? - Torsional dampers for engines of the future. 9th LuK Symposium, 2010.
75. LMS Imagine.Lab Amesim. Integrated simulation platform for multi-domain mechatronic systems simulation. URL: http://www.plm.automation.siemens.com.
76. LMS Imagine.Lab AMESim. Reference guide [Электронный ресурс]: электрон. дан. и прогр. (46,8 Мб)., 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
77. LuK. Двухмассовый маховик: технологические решения, диагностика не-исправностей: LuK, 2007. – 27 с., ил.
78. Paul D. Walker, Nong Zhang, Active damping of transient vibration in dual clutch transmission equipped powertrains: A comparison of conventional and hybrid electric vehicles // Mechanism and Machine Theory 77 (2014) 1–12.
79. Skoda. Двухмассовый маховик. Устройство, рабочая проверка, описание отказа, техническое описание продукции. Информация по обслуживанию, 1-я часть: Skoda Auto, 2009. – 68 с., ил.
80. Zink, M.; Hausner, M.: The centrifugal pendulum-type absorber – application, performance and limits of speed-adaptive dampers. ATZ, Issue 07/08 2009.

ПРИЛОЖЕНИЕ П1

Результаты гармонического анализа крутящего момента ДВС V8

Исходными данными при выполнении гармонического анализа крутящего момента ДВС V8 являлись параметры, приведенные в табл. П1.1.

Таблица П1.1 – Исходные массово-геометрические параметры ДВС

Параметр	№ цилиндра	V8
Радиус кривошипа, R [мм];	1-8	45
Диаметр цилиндра, w [мм];	1-8	88
Угол развала цилиндров (угол V);	1	45º
	2	45º
	3	45º
	4	45º
	5	-45º
	6	-45º
	7	-45º
	8	-45º
Угол коленчатого вала (определяющий расположение шеек)	1	0
	2	90
	3	270
	4	180
	5	0
	6	90
	7	270
	8	180
Координаты расположения поршней на оси коленчатого вала относительно системы координат двигателя, [мм]	1	144,5
	2	46,5
	3	-51,5
	4	-149,5
	5	123,5
	6	25,5
	7	-72,5
	8	-170,5
Момент инерции коленчатого вала относительно его центра тяжести, [кг·м^2]	1-8	0,041
Масса шатуна, [кг]	1-8	0,631
Момент инерции шатуна относительно его центра тяжести [кг·м^2]	1-8	0,003
Масса поршня, [кг]	1-8	0,39
Длина шатуна, L [мм]	1-8	155

Расположение центра тяжести шатуна, [мм]	1-8	40
Масса щек коленчатого вала, [кг]	1	2,3
	2	1,3
	3	0,75
	4	1,3
	5	1,3
	6	0,75
	7	1,3
	8	2,3
Расстояние между центром тяжести щек коленчатого вала и осью вращения, [мм]	1	21,3
	2	26,6
	3	-12,4
	4	23,2
	5	23,2
	6	-12,4
	7	26,6
	8	21,3
Расстояние между осью перемещения поршня и осью вращения коленчатого вала, Δ [мм]	1-8	0
Коэффициент вязкого трения для скорости вращения коленчатого вала, [Н·м/мин$^{-1}$]	1-8	0
Коэффициент вязкого трения для скорости перемещения поршня, [Н/(м/с)]	1-8	6,7
Порядок работы цилиндров	1-8	1-3-7-2-6-5-4-8
Индикаторные диаграммы для различных цилиндров	1-8 (см. Рис. П1.1)	

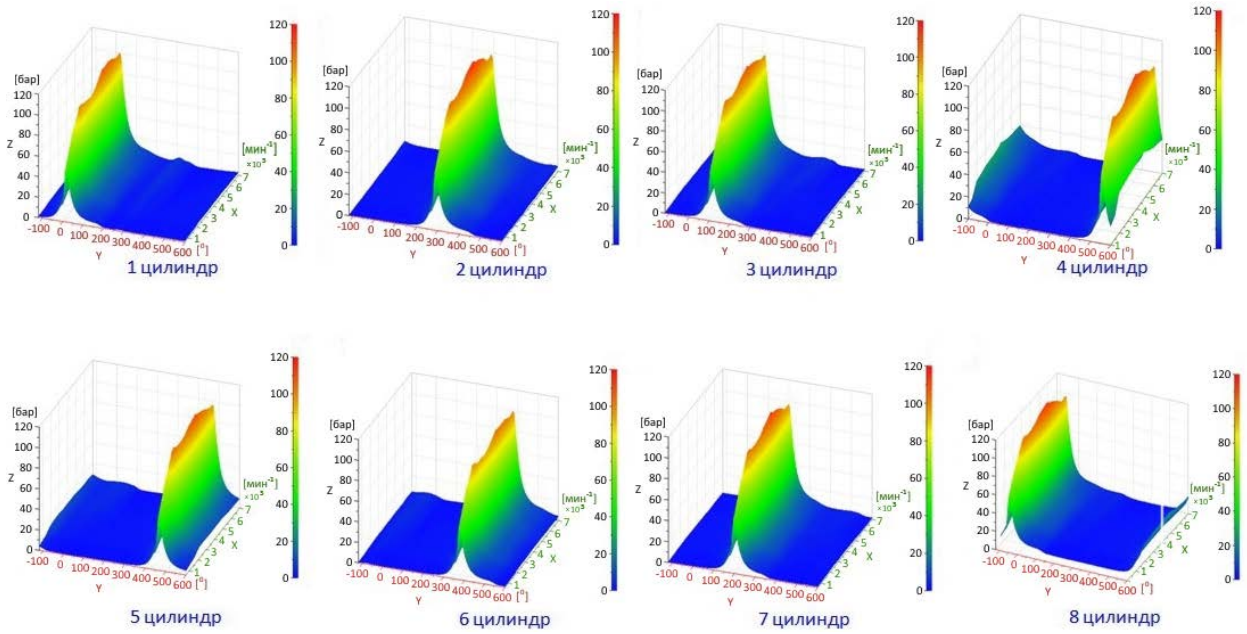


Рисунок П1.1 – Зависимость давления в цилиндрах двигателя V8 от частоты вращения коленчатого вала: ось X – частота вращения коленчатого вала Двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – угол поворота коленчатого вала двигателя, [º], ось Z – эффективное давление в цилиндре двигателя, [бар]

Массовые и геометрические параметры кривошипно-шатунной группы определены по соответствующей 3D-модели, представленной на Рис. П1.2.

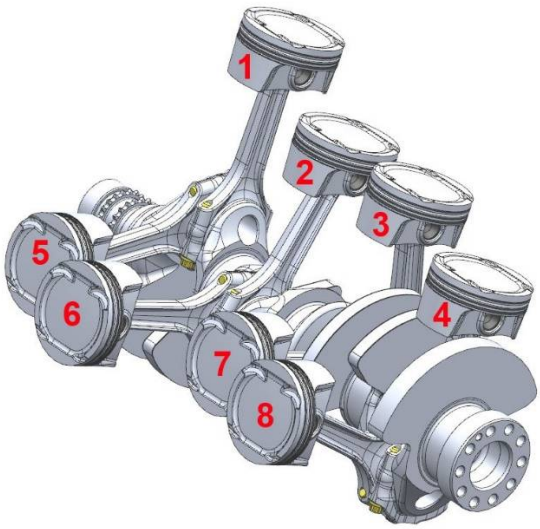
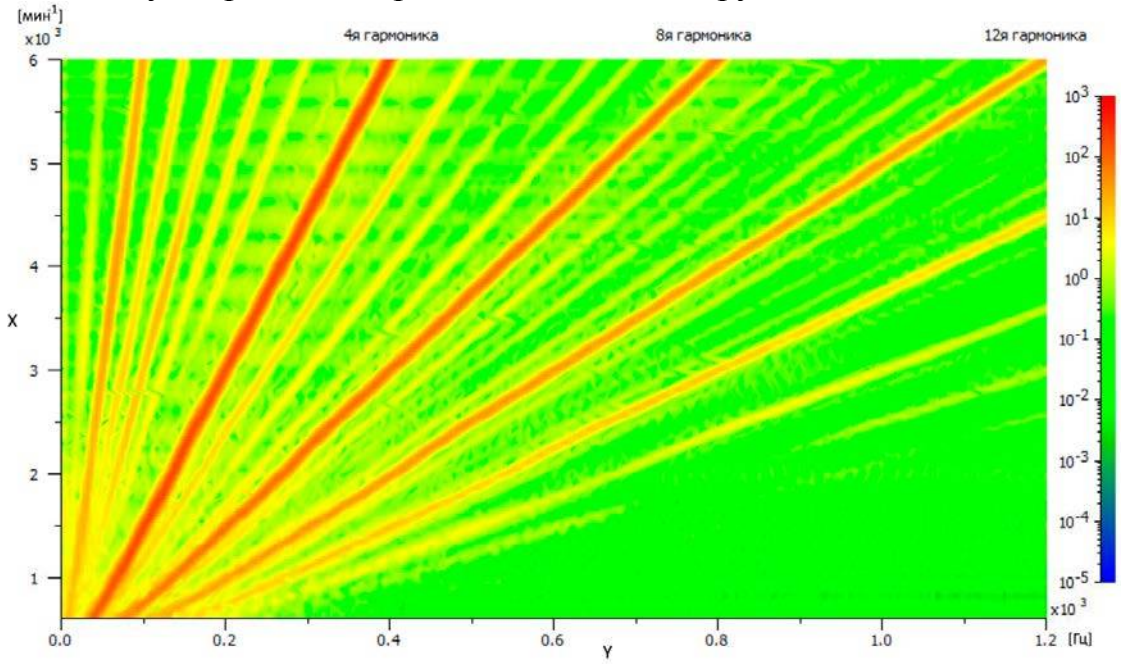


Рисунок П1.2 – Кривошипно-шатунный механизм двигателя V8

ДЕЙСТВИЕ ГАЗОВЫХ СИЛ

Двухмерная спектральная плотность крутящего момента



Трёхмерная спектральная плотность крутящего момента

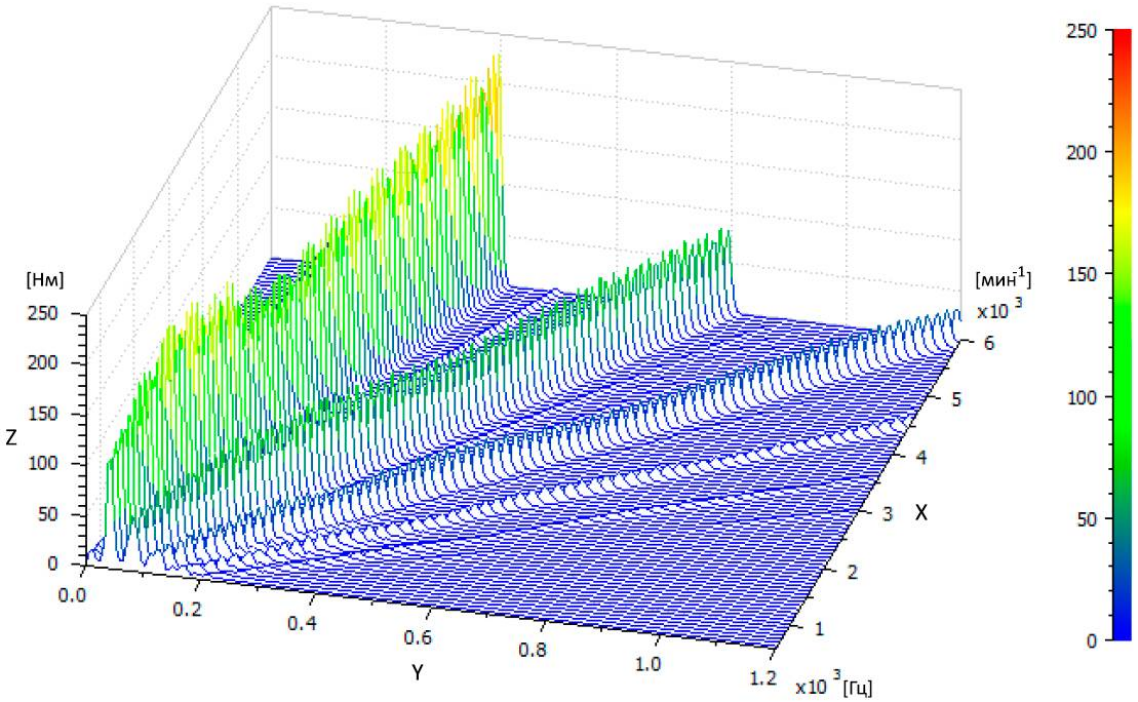
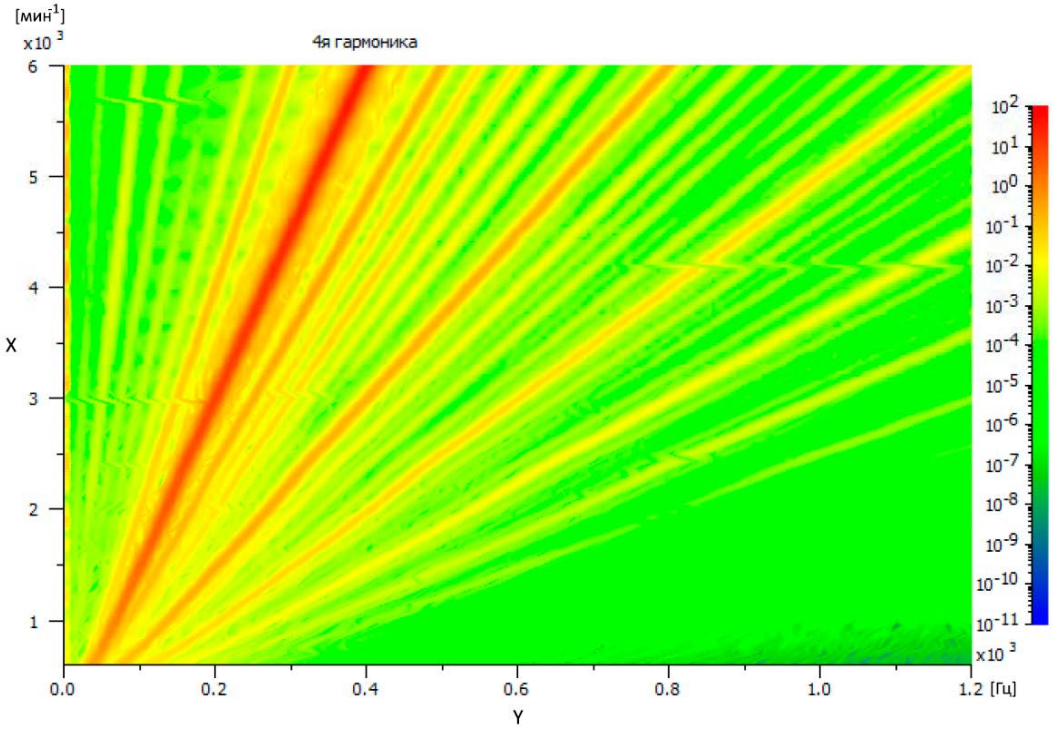


Рисунок П1.3 – Результаты гармонического анализа газовых составляющих крутящего момента ДВС:

ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$];

ось Y – частота колебаний, [Гц]; ось Z – амплитуда колебаний, [Нм]

Двухмерная спектральная плотность крутящего момента



Трёхмерная спектральная плотность крутящего момента

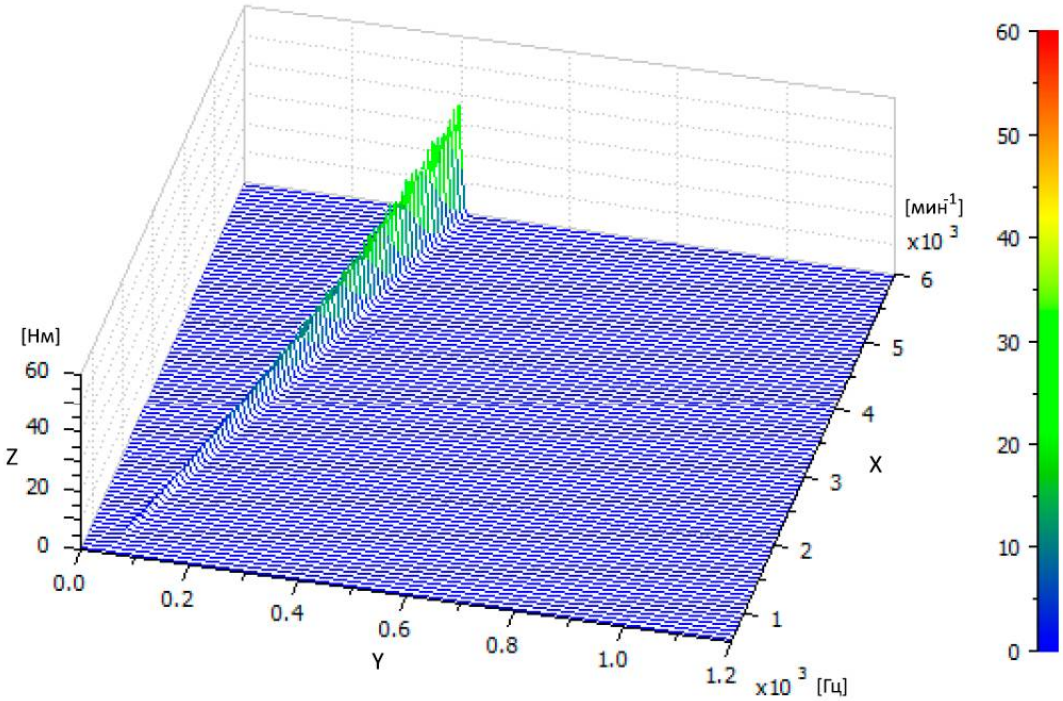


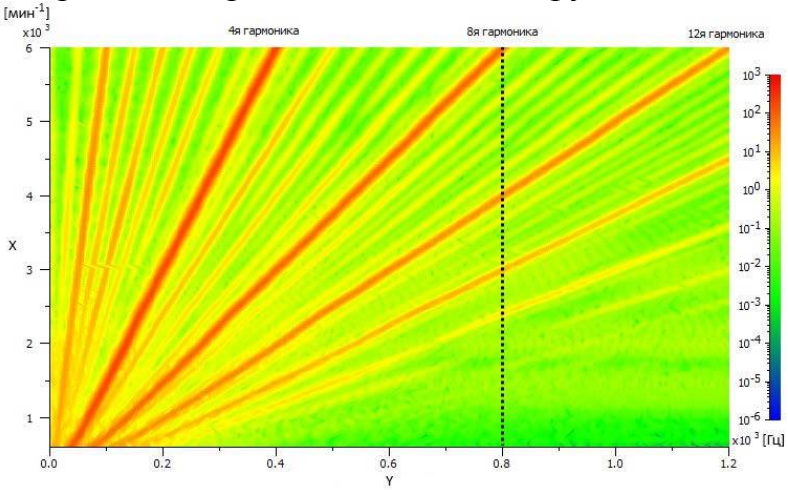
Рисунок П1.4 – Результаты гармонического анализа инерционных составляющих крутящего момента ДВС:

ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$];

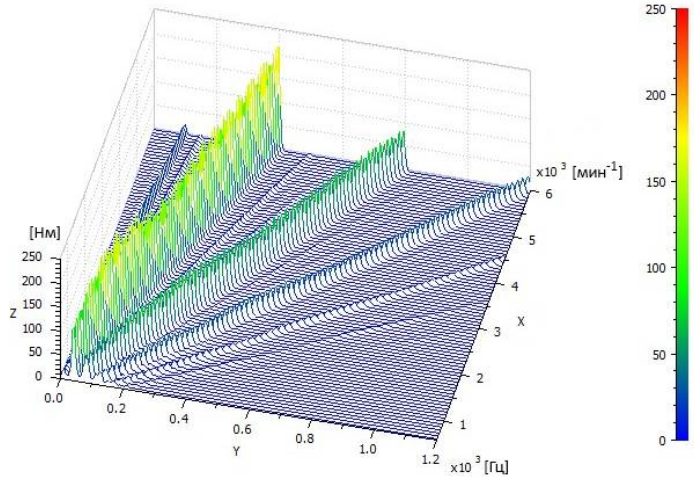
ось Y – частота колебаний, [Гц]; ось Z – амплитуда колебаний, [Нм]

СОВМЕСТНОЕ ДЕЙСТВИЕ ГАЗОВЫХ И ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ

Двухмерная спектральная плотность крутящего момента



Трёхмерная спектральная плотность крутящего момента



Гармоники крутящего момента от совместного действия инерционных и газовых сил

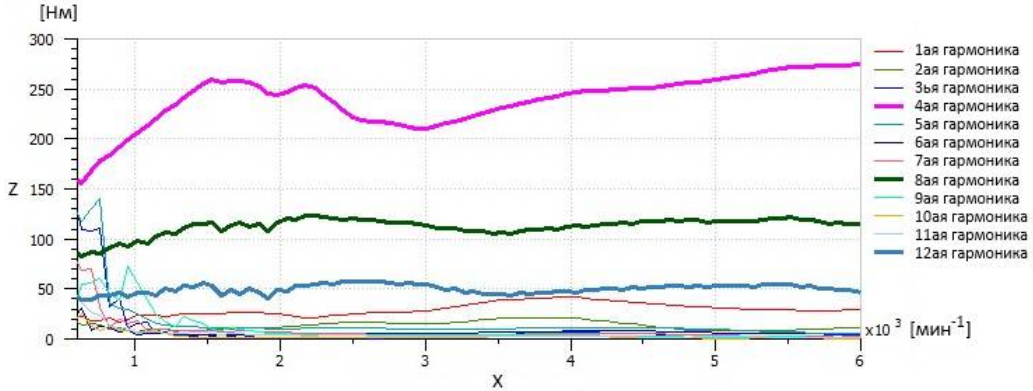


Рисунок П1.5 – Результаты гармонического анализа крутящего момента ДВС V8: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$]; ось Y – частота колебаний, [Гц]; ось Z – амплитуда колебаний, [Нм]

ПРИЛОЖЕНИЕ П2

Определение эквивалентных параметров при редуцировании динамической системы трансмиссии

Для облегчения и ускорения динамического анализа системы проведена оптимизация количества принимаемых во внимание приведенных инерционных масс, соответствующих деталям и группам деталей трансмиссии. При составлении расчётной динамической системы, путём объединения масс и упругих участков, определяются как исходные, так и эквивалентные инерционные и упругие параметры элементов трансмиссии колёсной машины.

На Рис. П2.1 представлена кинематическая схема трансмиссии, в которой приняты следующие обозначения:

моменты инерции вращающихся элементов системы: $J_{ДВС}$ – момент инерции вращающихся частей ДВС, включая момент инерции маховика; $J_{ЭД}$ – момент инерции вращающихся частей электродвигателя; $J_{АКП}$ – момент инерции вращающихся частей АКП; $J_{ЗКВ}$ – момент инерции задних карданных валов; $J_{ЗПВ}$ – момент инерции задних приводных валов; $J_{ЗК}$ – момент инерции задних колес; $J_{ПКВ}$ – момент инерции переднего карданного вала; $J_{ППВ}$ – момент инерции передних приводных валов; $J_{ПК}$ – момент инерции передних колес;

упругие звенья с коэффициентами жёсткости, из которых: $c_{ЭД}$ – крутильная жёсткость ротора электродвигателя; $c_{АКП}$ – крутильная жёсткость входного вала АКП; $c_{РК_1}$ – крутильная жёсткость выходного вала раздаточной коробки; $c_{РК_2}$ – крутильная жёсткость выходного вала раздаточной коробки; $c_{ЗКВ_1}$ – крутильная жёсткость первого заднего карданного вала; $c_{ЗКВ_2}$ – крутильная жёсткость второго заднего карданного вала; $c_{ЗГП}$ – крутильная жёсткость входного вала задней главной передачи; $c_{ЗПВ}$ – крутильная жёсткость заднего приводного вала; $c_{ПКВ}$ – крутильная жёсткость переднего кар-

данного вала; $c_{ПГП}$ – крутильная жёсткость входного вала передней главной передачи; $c_{ППВ}$ – крутильная жёсткость переднего приводного вала;

передаточные числа: $i_{АКП}$ – передаточное число коробки передач; $i_{РК} = 1$ – передаточное число раздаточной коробки; $i_{ГП}$ – передаточное число главной передачи.

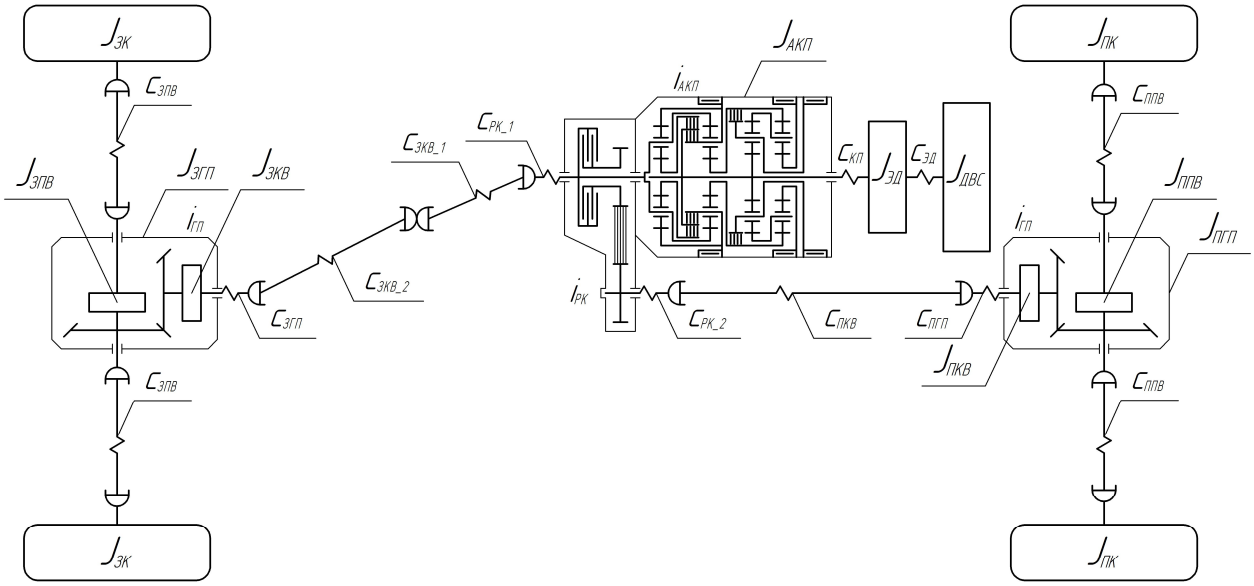


Рисунок П2.1 – Кинематическая схема трансмиссии автомобиля

В представленной работе, в соответствии с известными принципами редуцирования, последовательно рассматриваются трёх-, четырёх- и пятимассовые модели. Значения моментов инерции и коэффициентов жёсткости звеньев трансмиссии исходной динамической системы определены по соответствующим 3-D моделям с помощью программного продукта Siemens NX.

В связи с тем, что определение тангенциальной жёсткости шин потребовало проведения лабораторных испытаний по определению величины перемещения центра контакта в направлении действия тяговой силы, а также учитывая, что в диссертационной работе не рассматривается воздействие на колёсную машину неровностей дороги, а основным источником силового и кинематического воздействия является силовая установка, отсутствие крутильной жёсткости шин в исходной динамической системе принято в рамках допущения.

Трёхмассовая модель транспортного средства

Эквивалентная модель транспортного средства, построенная в соответствии с кинематической схемой трансмиссии (см. Рис. П2.1), представлена на Рис. П2.2.

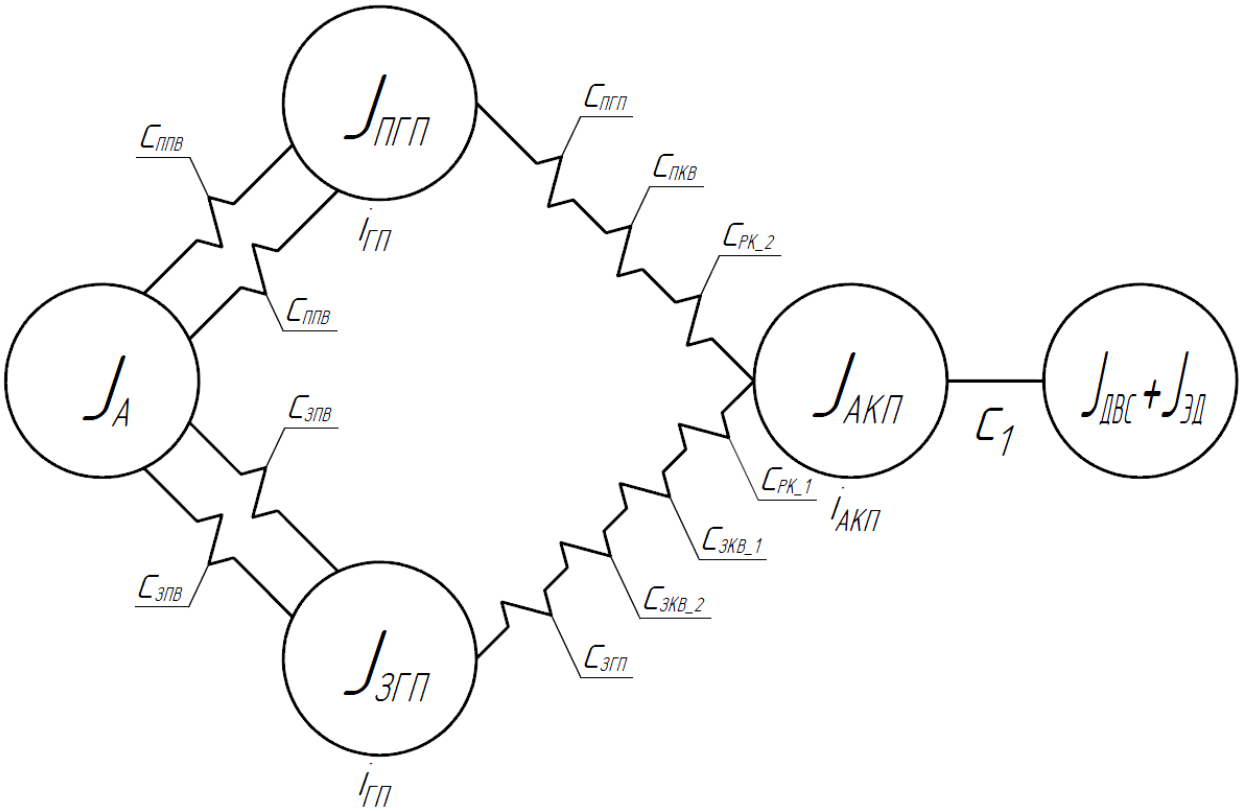


Рисунок П2.2 – Эквивалентная модель трансмиссии автомобиля

Приведенный момент инерции крутильной массы, эквивалентной поступательно движущемуся автомобилю, определяется по формуле (П2.1).

$$J_A = \frac{m_{TC} \cdot r_к^2 + 2 \cdot J_{ПК} + 2 \cdot J_{ЗК}}{i_{АКП}^2 \cdot i_{ГП}^2}, \qquad (П2.1)$$

где: m_{TC} – полная масса автомобиля, [кг];

$r_к$ – радиус качения колес, [м].

Приведенный момент инерции вращающихся частей передней главной передачи определяется по формуле (П2.2).

$$J_{ПГП} = \frac{J_{ППВ} + i_{ГП}^2 \cdot J_{ПКВ}}{i_{АКП}^2 \cdot i_{ГП}^2} \qquad (П2.2)$$

Приведенный момент инерции вращающихся частей задней главной передачи определяется по формуле (П2.3).

$$J_{ЗГП} = \frac{J_{ЗПВ} + i_{ГП}^2 \cdot J_{ЗКВ}}{i_{АКП}^2 \cdot i_{ГП}^2} \qquad (П2.3)$$

При определении приведенной массы АКП учитывается инерционная масса каждого звена в соответствии с кинематической схемой коробки передач (см. Рис. П2.3).

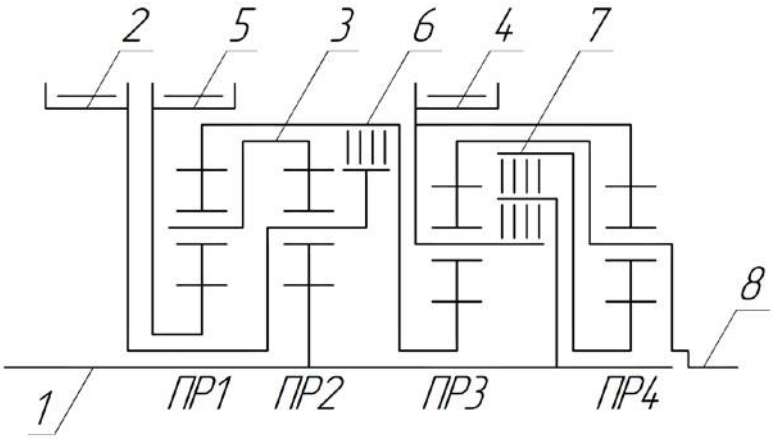


Рисунок П2.3 – Кинематическая схема АКП

Момент инерции коробки передач, приведенный к входному валу АКП по передачам, определяется по формуле (П2.4).

$$J_{АКП} = J_1 + \sum_i^k \frac{J_i}{\left(\frac{n_{вх}}{n_i}\right)^2}, \qquad (П2.4)$$

где: $J_{АКП}$ – момент инерции коробки передач, приведенный к входному валу АКП [кг·м^2];

J_1 – момент инерции входного вала коробки передач [кг·м^2];

n_1 – частота вращения входного вала коробки передач [мин$^{-1}$];

J_i – момент инерции звена коробки передач, работающего на рассматриваемой передаче [кг·м^2];

n_i – частота вращения звена коробки передач, работающего на рассматриваемой передаче [мин$^{-1}$];

k – количество звеньев АКП, работающих на рассматриваемой передаче.

При устранении параллельных ответвлений и переходе к рядной динамической системе произведено объединение инерционных масс и жёсткостей упругих элементов системы полного привода трансмиссии. По результатам редуцирования системы построена трёхмассовая модель транспортного средства (см. Рис. П2.4).

Рисунок П2.4 – 3-х массовая модель транспортного средства

Приведенный момент инерции крутильной массы, эквивалентной поступательно движущемуся автомобилю в сочетании с системой полного привода трансмиссии, определяется по формуле (П2.5).

$$J_{ТС} = J_{А} + J_{ПГП} + J_{ЗГП} \qquad (П2.5)$$

Коэффициенты жёсткости звеньев трансмиссии, приведенные к первичному валу коробки передач, определяются следующим образом (П2.6):

$$c_1 = \frac{c_{ЭД} \cdot c_{АКП}}{c_{ЭД} + c_{АКП}};$$

$$c_{4_ПВ} = \frac{\left(2 \cdot c_{ППВ} + 2 \cdot c_{ЗПВ}\right)}{i_{АКП}^2 \cdot i_{ГП}^2};$$

$$c_{4_ПКВ} = \frac{1}{i_{АКП}^2 \cdot \left(\frac{1}{c_{РК_2}} + \frac{1}{c_{ПКВ}} + \frac{1}{c_{ПГП}}\right)}; \qquad (П2.6)$$

$$c_{4_ЗКВ} = \frac{1}{i_{АКП}^2 \cdot \left(\frac{1}{c_{РК_1}} + \frac{1}{c_{ЗКВ_1}} + \frac{1}{c_{ЗКВ_2}} + \frac{1}{c_{ЗГП}}\right)};$$

$$c_{4_КВ} = c_{4_ПКВ} + c_{4_ЗКВ};$$

$$c_4 = \frac{c_{4_КВ} \cdot c_{4_ПВ}}{c_{4_КВ} + c_{4_ПВ}},$$

где: c_1 – крутильная жёсткость ротора электродвигателя с входным валом АКП, [Н·м/рад];

$c_{4_ПВ}$ – приведенная крутильная жёсткость приводных валов переднего и заднего мостов автомобиля, [Н·м/рад];

$c_{4_ПКВ}$ – приведенная крутильная жёсткость переднего карданного вала, [Н·м/рад];

$c_{4_ЗКВ}$ – приведенная крутильная жёсткость заднего карданного вала, [Н·м/рад];

$c_{4_КВ}$ – приведенная крутильная жёсткость карданных валов переднего и заднего мостов автомобиля, [Н·м/рад];

c_4 – приведенная крутильная жёсткость системы полного привода автомобиля, [Н·м/рад].

На Рис. П2.5 представлена графическая иллюстрация приведения крутильной жёсткости системы полного привода транспортного средства.

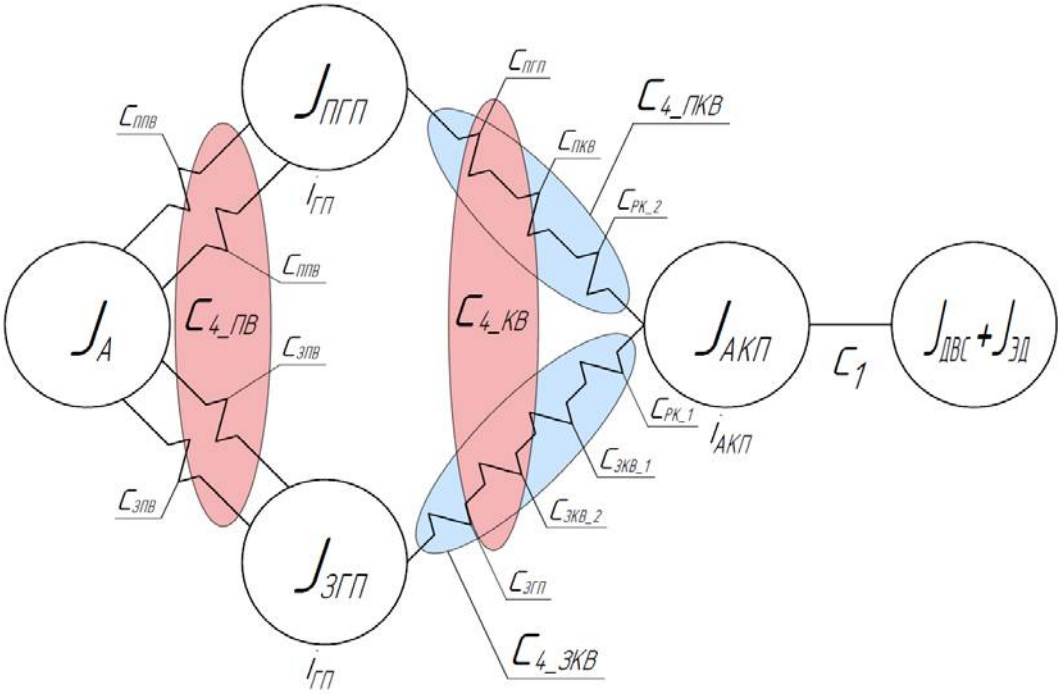


Рисунок П2.5 – Приведение крутильной жёсткости системы полного привода транспортного средства

Четырёхмассовая модель транспортного средства

Четырёхмассовая модель динамической системы трансмиссии учитывает наличие упругого участка между инерционными массами ДВС и электродвигателя (см. Рис. П2.6).

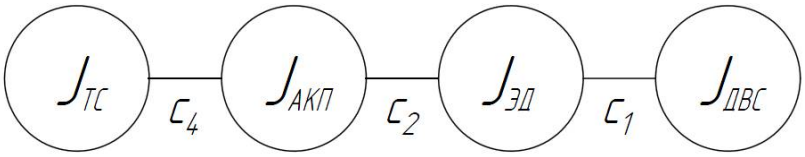


Рисунок П2.6 – 4-х массовая модель транспортного средства

Моменты инерции элементов системы и крутильные жёсткости вальных участков определяются по аналогии с трёхмассовой моделью, за исключением следующего:

$$c_1 = c_{ЭД};$$
$$c_2 = c_{АКП}$$

Пятимассовая модель транспортного средства

Пятимассовая модель (см. Рис. П2.7) отличается от четырёхмассовой тем, что коробка передач, состоящая из 4-х планетарных рядов разбита на два планетарных механизма (ПМ1 и ПМ2), соединенных упругим валом и упругой втулкой (параллельно) с меньшей податливостью.

Рисунок П2.7 – 5-ти массовая модель транспортного средства

Разбиение АКП на две инерционные массы представлено на Рис. П2.8. В табл. П2.1 сведены приведенные к скорости входного вала моменты инерции АКП $J_{ПМ1}$ и $J_{ПМ2}$ в зависимости от включенной передачи.

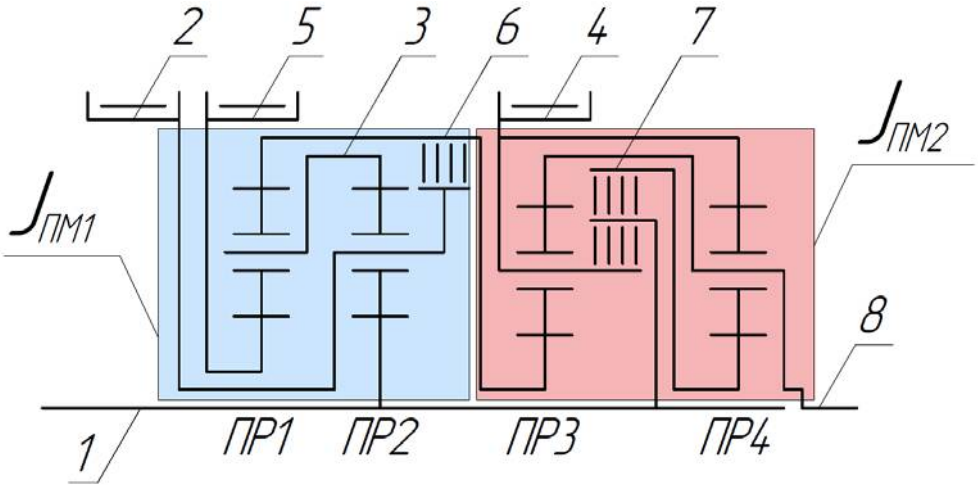


Рисунок П2.8 – Разбиение АКП на две инерционные массы $J_{ПМ1}$ и $J_{ПМ2}$

Таблица П2.1 – Моменты инерции ПМ1 и ПМ2, приведенные к скорости входного вала

Номер передачи	Инерционная масса ПМ1 ($J_{ПМ1}$)	Инерционная масса ПМ2 ($J_{ПМ2}$)
I	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
II	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_5}{\left(\frac{n_1}{n_5}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
III	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
IV	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_5}{\left(\frac{n_1}{n_5}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
V	$J_1+\frac{J_2}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
VI	$J_1+\frac{J_2}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_5}{\left(\frac{n_1}{n_5}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
VII	$J_1+\frac{J_2}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
VIII	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_5}{\left(\frac{n_1}{n_5}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$

IX	$J_1+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$
3X	$J_1+\frac{J_2}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}+\frac{J_3}{\left(\frac{n_1}{n_3}\right)^2}+\frac{J_6}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$	$\frac{J_4}{\left(\frac{n_1}{n_4}\right)^2}+\frac{J_7}{\left(\frac{n_1}{n_7}\right)^2}+\frac{J_8}{\left(\frac{n_1}{n_8}\right)^2}$

Для пятимассовой модели жёсткость вального участка инерционной массы ПМ1 c_2 на всех передачах определяется жёсткостью первого участка входного вала $c'_{зв_1}$ = 13592, 73 [Нм/рад] (см. Рис. П2.9).

Жёсткость вального участка инерционной массы ПМ2 c_3 для каждой передачи вычисляется исходя из кинематики звеньев коробки передач и определяется жёсткостями второго участка входного вала $c''_{зв_1}$ = 24172,67 [Нм/рад] и жёсткостью вального участка звена 6 $c_{зв_6}$ = 380328, 47 [Нм/рад] (см. табл. П2.2).

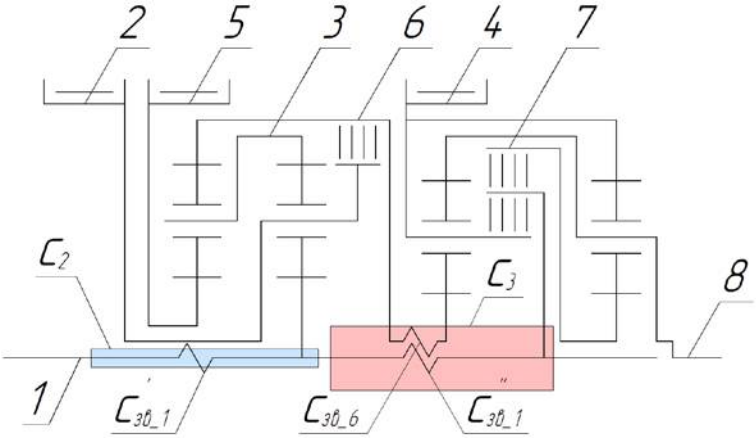


Рисунок П2.9 – Крутильные жёсткости вальных участков АКП

Таблица П2.2 – Приведенные жёсткости вальных участков инерционных масс $J_{ПМ1}$ и $J_{ПМ2}$

Номер передачи	Жёсткость вального участка c_2	Жёсткость вального участка c_3
I	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$
II	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$

III	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$
IV	$c'_{зв_1}$	$c''_{зв_1}$
V	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$
VI	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$
VII	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$
VIII	$c'_{зв_1}$	$c''_{зв_1}$
IX	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}+c''_{зв_1}$
ЗХ	$c'_{зв_1}$	$\frac{c_{зв_6}}{\left(\frac{n_1}{n_6}\right)^2}$

Остальные параметры системы (крутильные жёсткости вальных участков и моменты инерции, приведенные к входному валу АКП) определяются по аналогии с четырёхмассовой моделью.

Моменты инерции звеньев АКП и значения их относительных частот вращения по передачам представлены в табл. П2.3.

Крутильная жёсткость c_1 (см. Рис. П2.7) соответствует значению жёсткости вального участка ротора электродвигателя $c_{ЭД}$ = 75890 [Нм/рад].

Значения приведенной крутильной жёсткости системы полного привода автомобиля c_4 = 4396 [Нм/рад] по передачам приведены в табл. П2.4.

Таблица П2.3 – Моменты инерции звеньев АКП

Звено	1	2	3	4	5	6	7	8
Момент инерции [кг·мм^2]	12672	59881	20923	148170	15286	123959	52328	94066
Относительные частоты вращения								
I	1	–	-0,34	–	–	-0,52	0,53	0,17
II	1	–	-0,34	–	0,9	-0,98	1	0,33
III	1	–	-0,34	0,23	–	-0,52	1	0,49
IV	1	–	-0,34	0,49	-1	–	1	0,66
V	1	0,5	0,33	0,75	–	0,5	1	0,83
VI	1	1	1	1	1	1	1	1
VII	1	0,5	0,33	1	–	0,5	1,51	1,17
VIII	1	–	-0,34	1	-1	–	2,02	1,34
IX	1	–	-0,34	1	–	-0,52	2,55	1,51
R	1	0,5	0,33	–	–	0,5	-0,51	-0,17

Таблица П2.4 – Приведенная крутильная жёсткость системы полного привода автомобиля

Номер передачи	Жёсткость вального участка c_4, [Нм/рад]
I	134,33
II	481,89
III	1045,81
IV	1927,55
V	3052,08
VI	4396
VII	5942,4
VIII	7813,33
IX	10089,53
R	126,26

ПРИЛОЖЕНИЕ П3

Определение частот и форм собственных колебаний динамической системы

Модальные характеристики рассматриваемой динамической системы «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС» определяются на основе разложения в ряд Фурье точного численного решения уравнения динамики системы средствами программного пакета *LMS Imagine.Lab AMESim*.

Как правило, задача определения собственных частот и форм колебаний распадается на следующие этапы:

1. Составление дифференциальных уравнений свободных колебаний;
2. Решение дифференциальных уравнений и определение собственных частот колебаний;
3. Определение форм колебаний для каждой из собственных частот.

При составлении дифференциальных уравнений для исследуемой пятимассовой системы используется уравнение Лагранжа, имеющее следующий вид (П3.1).

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}=0, \qquad (П3.1)$$

где: $T=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n} J_i\dot{\varphi}_i^2$ – кинетическая энергия *n*-массовой крутильной системы;

$\Pi=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n} c_i\Delta\varphi_i^2$ – потенциальная энергия.

При подставке значений кинетической и потенциальной энергий в уравнение Лагранжа, получается система дифференциальных уравнений второго порядка (П3.2).

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + c_1 \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + c_2 \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + c_3 \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + c_3 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) + c_4 \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_4 \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) = 0 \end{cases}, \qquad (П3.2)$$

где: J_1 – приведенный момент инерции вращающихся частей ДВС, включая момент инерции маховика;

J_2 – приведенный момент инерции вращающихся частей электродвигателя;

J_3 – приведенный момент инерции вращающихся частей первого планетарного механизма АКП;

J_4 – приведенный момент инерции вращающихся частей второго планетарного механизма АКП;

J_5 – приведенный момент инерции колёсной машины;

c_1 – приведенная жёсткость ротора ЭД;

c_2 – приведенная жёсткость входного вала АКП;

c_3 – приведенная жёсткость входного вала и цилиндрической втулки АКП;

c_4 – приведенная жёсткость карданных валов и полуосей;

$\varphi_1 \ldots \varphi_5$, $\varphi_1' \ldots \varphi_5'$, $\varphi_1'' \ldots \varphi_5''$ – обобщенные координаты и их соответствующие производные;

Решением дифференциальных уравнений собственных колебаний являются гармонические функции $\varphi_i = a_i \cos(\omega t+\gamma)$, что обусловлено повторяемостью процессов, описываемых решаемыми уравнениями.

Для определения собственных частот ω подставляются значения углов и их вторых производных $\ddot{\varphi}_i = -a_i \omega^2 \cos(\omega t + \gamma)$ в систему дифференциальных уравнений.

В результате подстановки получается уравнение восьмой степени, решение которого даст 4 действительных значений собственных частот.

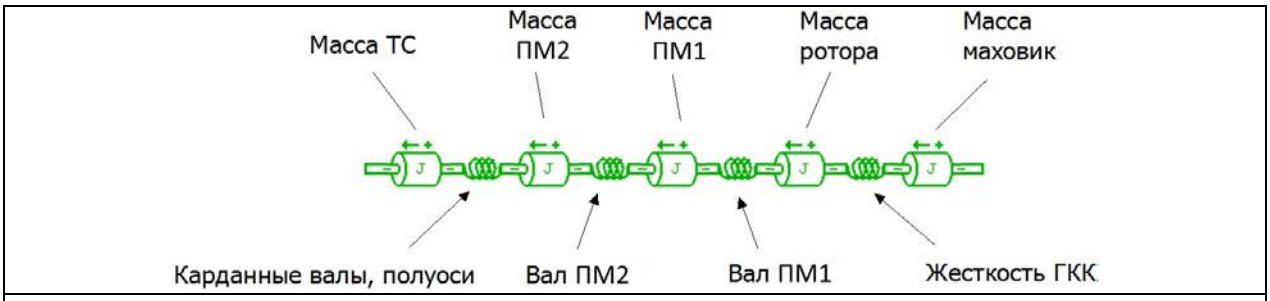
Форма крутильных колебаний исследуемой системы «ДВС – ЭД – ПМ1 – ПМ2 – ТС» определяется по знакам между соседними массами. Так для пятимассовой системы возможны четыре формы крутильных колебаний, соответствующие собственным частотам ω_1, ω_2, ω_3, ω_4.

Результаты расчётов собственных частот и форм колебаний системы с ГКК жёсткостью c = 1300 [Н·м/рад], установленного между ДВС и ЭД, по каждой передаче приведены в табл. П3.1, П3.2.

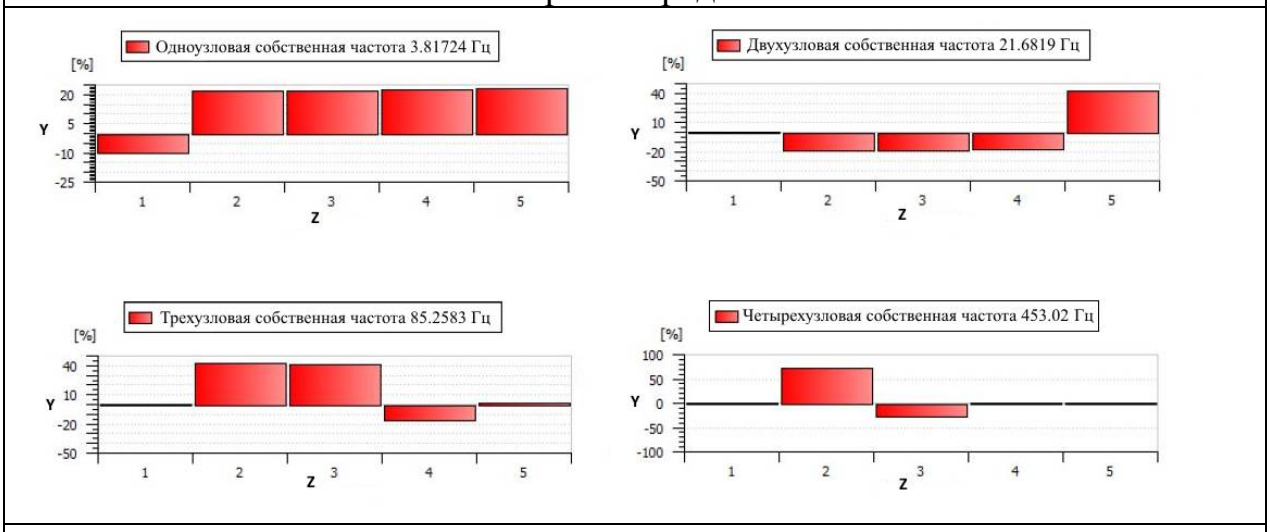
Таблица П3.1 – Результаты определения собственных частот трансмиссии с ГКК

№ передачи	Собственные частоты, Гц			
1	3,8	21,7	85,3	453
2	5,4	20,3	61,7	475,2
3	8,0	21,4	68,3	331,4
4	9,9	21,7	57,0	188,0
5	11,2	21,2	58,1	263,3
6	11,2	19,9	53,6	282,5
7	12,9	21,0	53,0	249,8
8	13,4	21,0	44,4	181,6
9	14,0	20,6	50,1	278,6
ЗХ	3,7	21,5	80,8	434,1

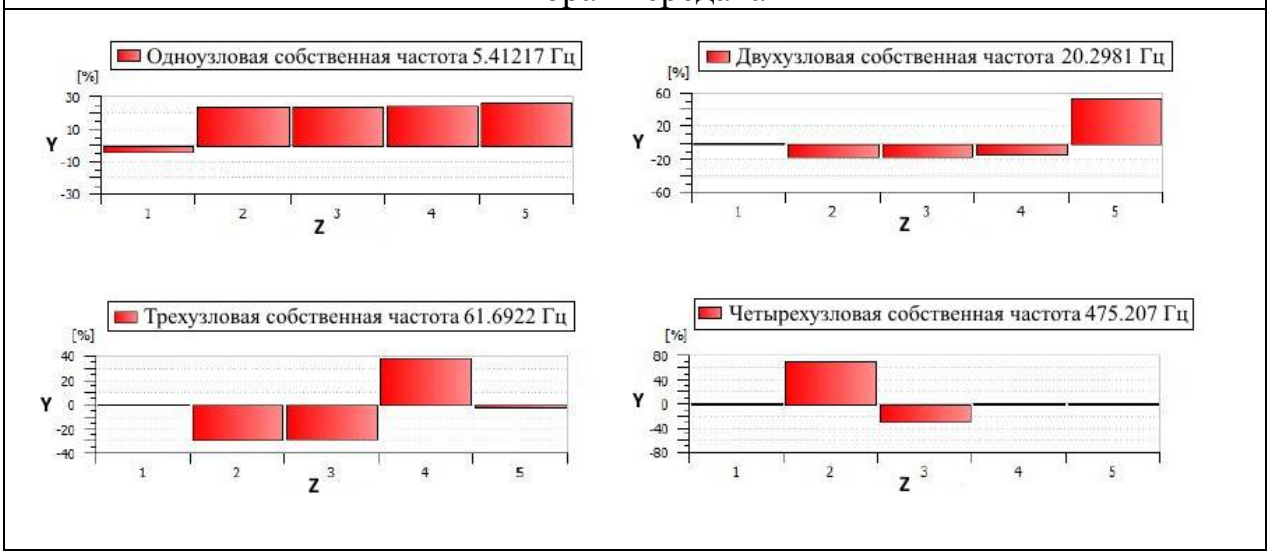
Таблица П3.2 – Формы колебаний динамической системы с ГКК



Первая передача

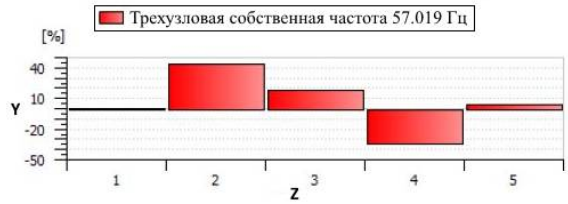


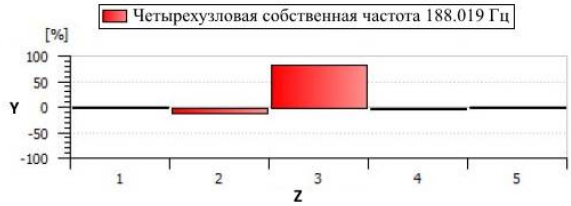
Вторая передача



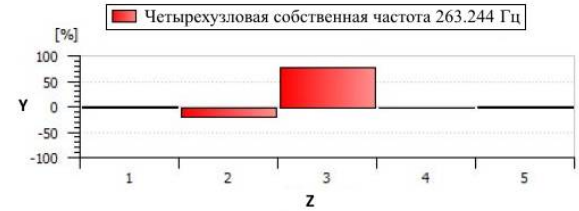
Третья передача

Четвёртая передача

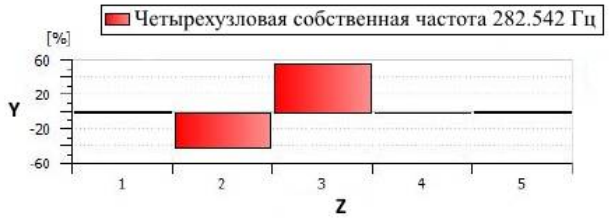




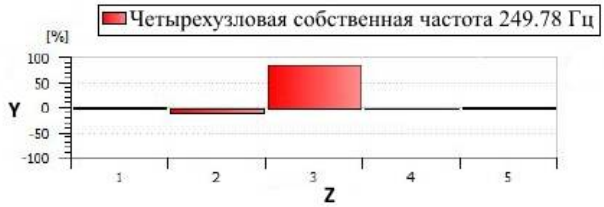
Пятая передача



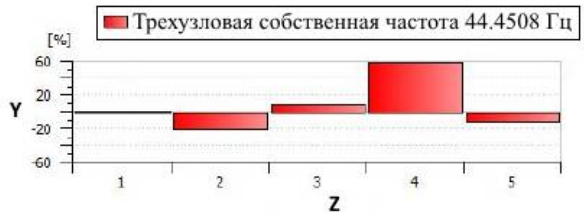
Шестая передача

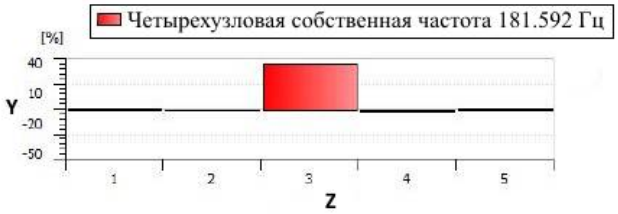


Седьмая передача

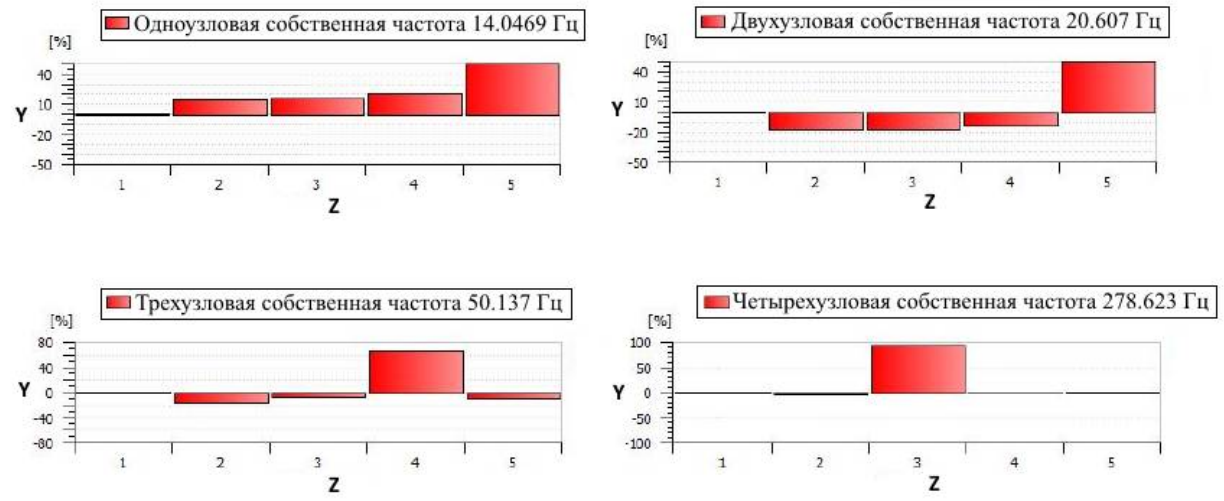


Восьмая передача

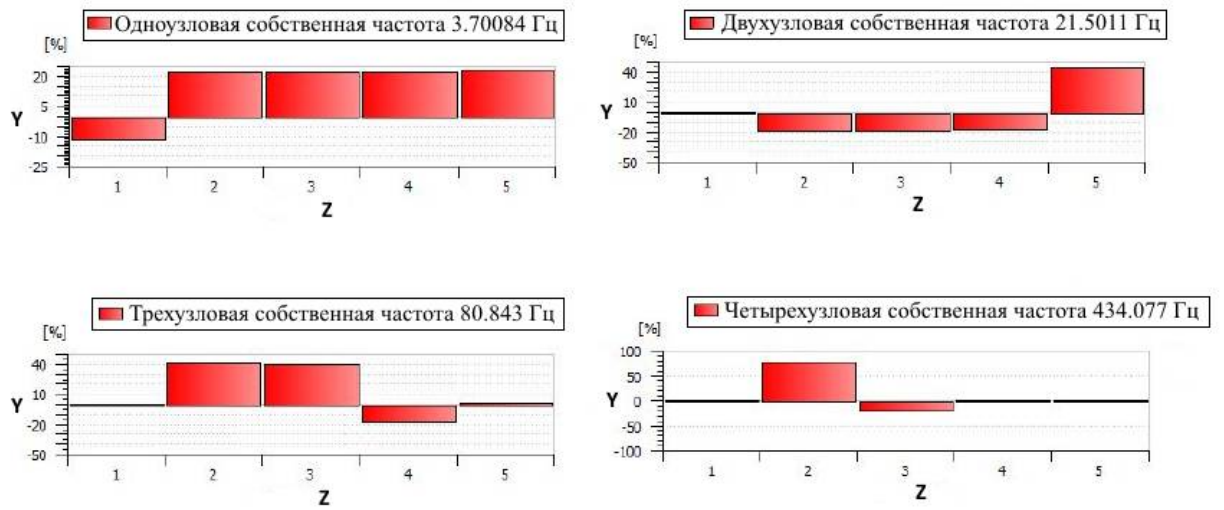




Девятая передача



Задняя передача



где: ось Y – амплитуда колебаний, [%]; ось Z – количество инерционных масс

ПРИЛОЖЕНИЕ П4

Определение динамической нагруженности системы на установившихся режимах

Динамическая нагруженность определяется на основе имитационного моделирования динамики пятимассовой системы на установившихся режимах работы. Система дифференциальных уравнений приводится ниже (П4.1).

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2\right) + c_1 \cdot \left(\varphi_1 - \varphi_2\right) = M\left(t\right) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1\right) + b_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3\right) + c_1 \cdot \left(\varphi_2 - \varphi_1\right) + c_2 \cdot \left(\varphi_2 - \varphi_3\right) = 0 \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + b_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2\right) + c_2 \cdot \left(\varphi_3 - \varphi_2\right) + c_3 \cdot \left(\varphi_3 - \varphi_4\right) = 0 \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + c_3 \cdot \left(\varphi_4 - \varphi_3\right) + c_4 \cdot \left(\varphi_4 - \varphi_5\right) = 0 \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 + c_4 \cdot \left(\varphi_5 - \varphi_4\right) = 0 \end{cases}, \quad (П4.1)$$

где: J_1 – приведенный момент инерции вращающихся частей ДВС, включая момент инерции маховика;

J_2 – приведенный момент инерции вращающихся частей электродвигателя;

J_3 – приведенный момент инерции вращающихся частей первого планетарного механизма АКП;

J_4 – приведенный момент инерции вращающихся частей второго планетарного механизма АКП;

J_5 – приведенный момент инерции колёсной машины;

b_1 – коэффициент диссипации ГКК между маховиком ДВС и ротором ЭД;

b_2 – коэффициент диссипации ГКК между ротором ЭД и АКП;

c_1 – приведенная жёсткость ротора ЭД;

c_2 – приведенная жёсткость входного вала АКП;

c_3 – приведенная жёсткость входного вала и цилиндрической втулки АКП;

c_4 – приведенная жёсткость карданных валов и полуосей;

$\varphi_1 \ldots \varphi_5$, $\varphi_1' \ldots \varphi_5'$, $\varphi_1'' \ldots \varphi_5''$ – обобщенные координаты и их соответствующие производные;

$M(t)$ – возмущающий момент, создаваемый КЭУ.

Исследование выполнено по пятимассовой модели в программном пакете LMS Imagine.Lab Wheel Torque Management Solution.

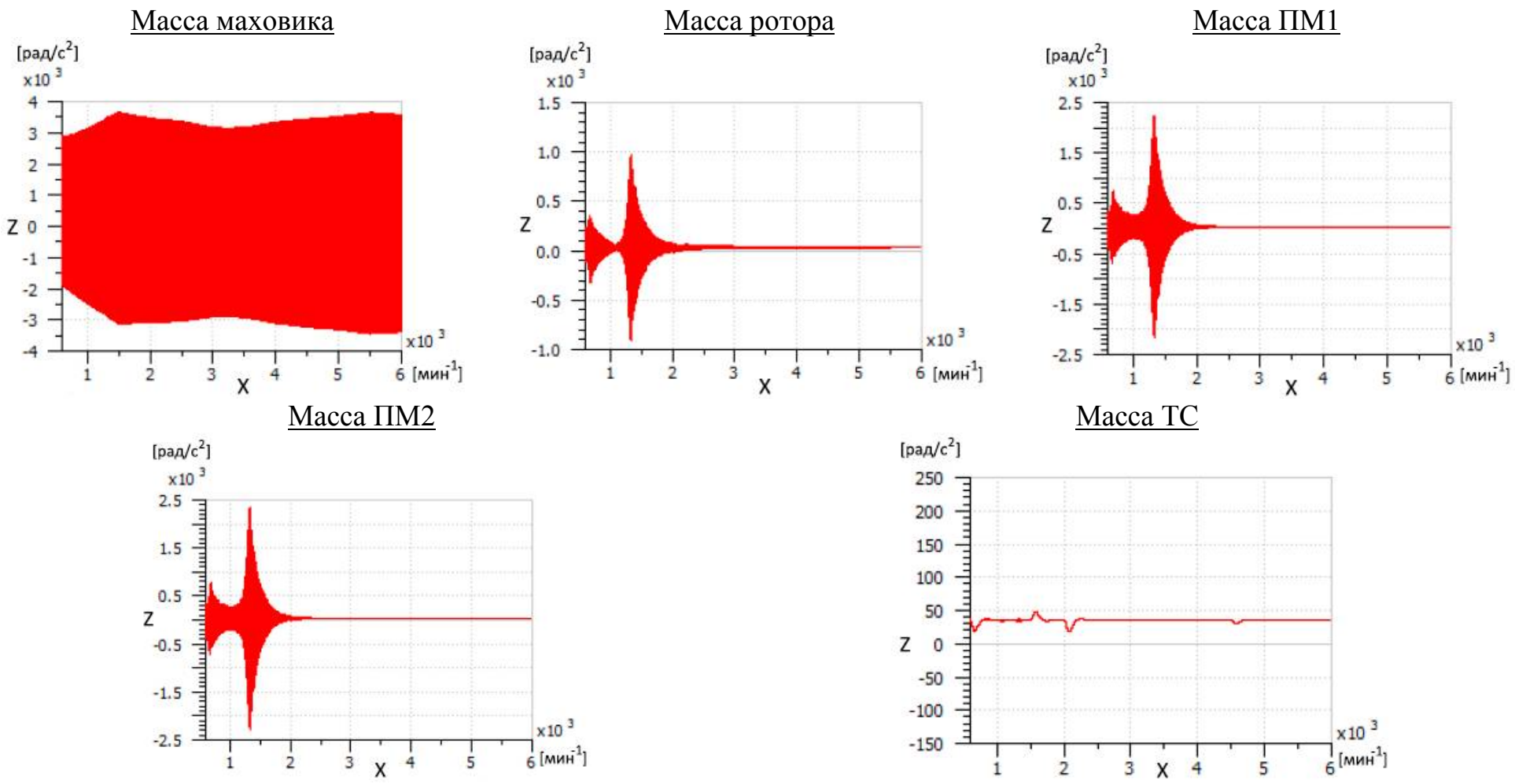


Рисунок П4.1 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на первой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

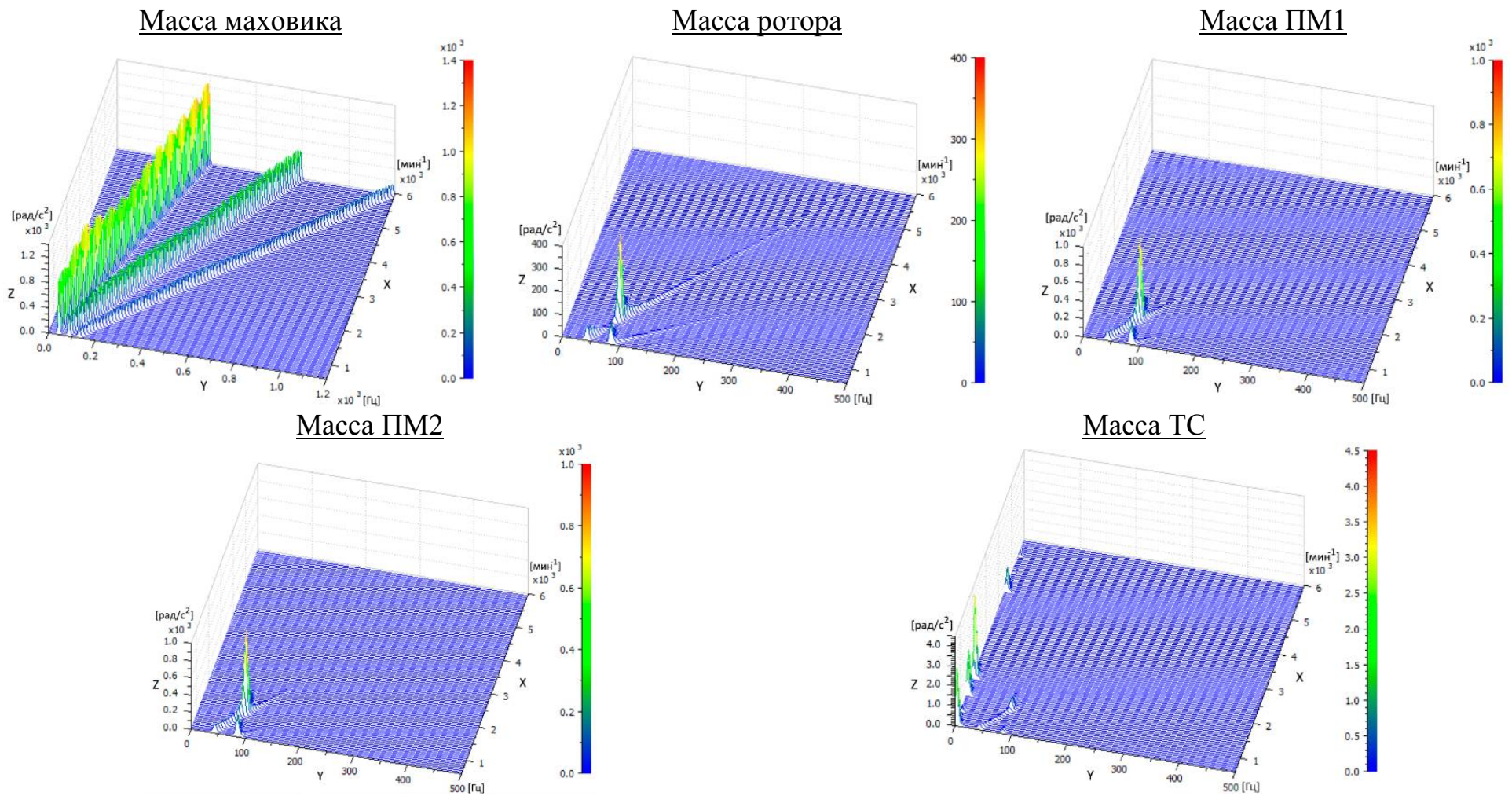


Рисунок П4.2 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на первой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

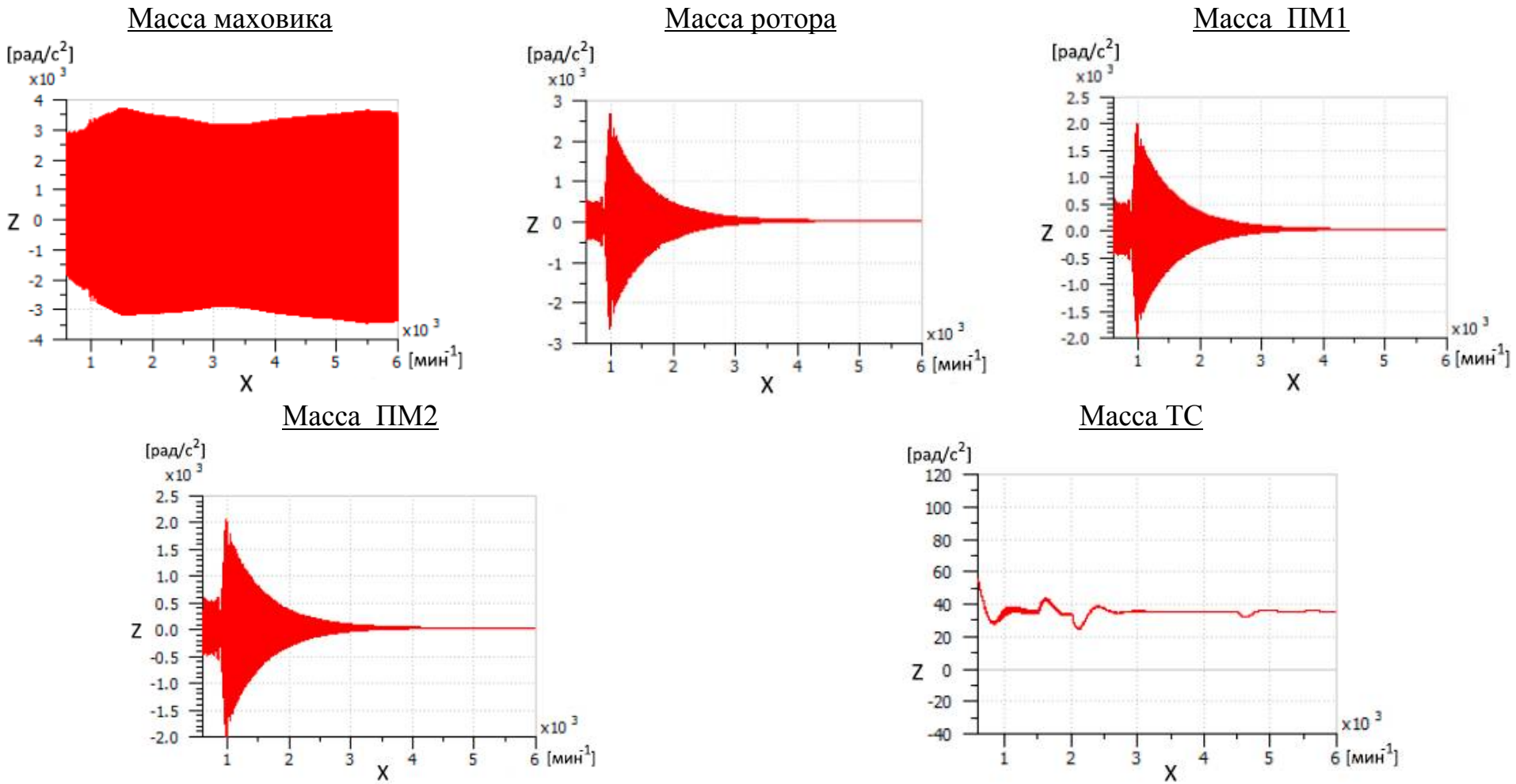


Рисунок П4.3 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на второй передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

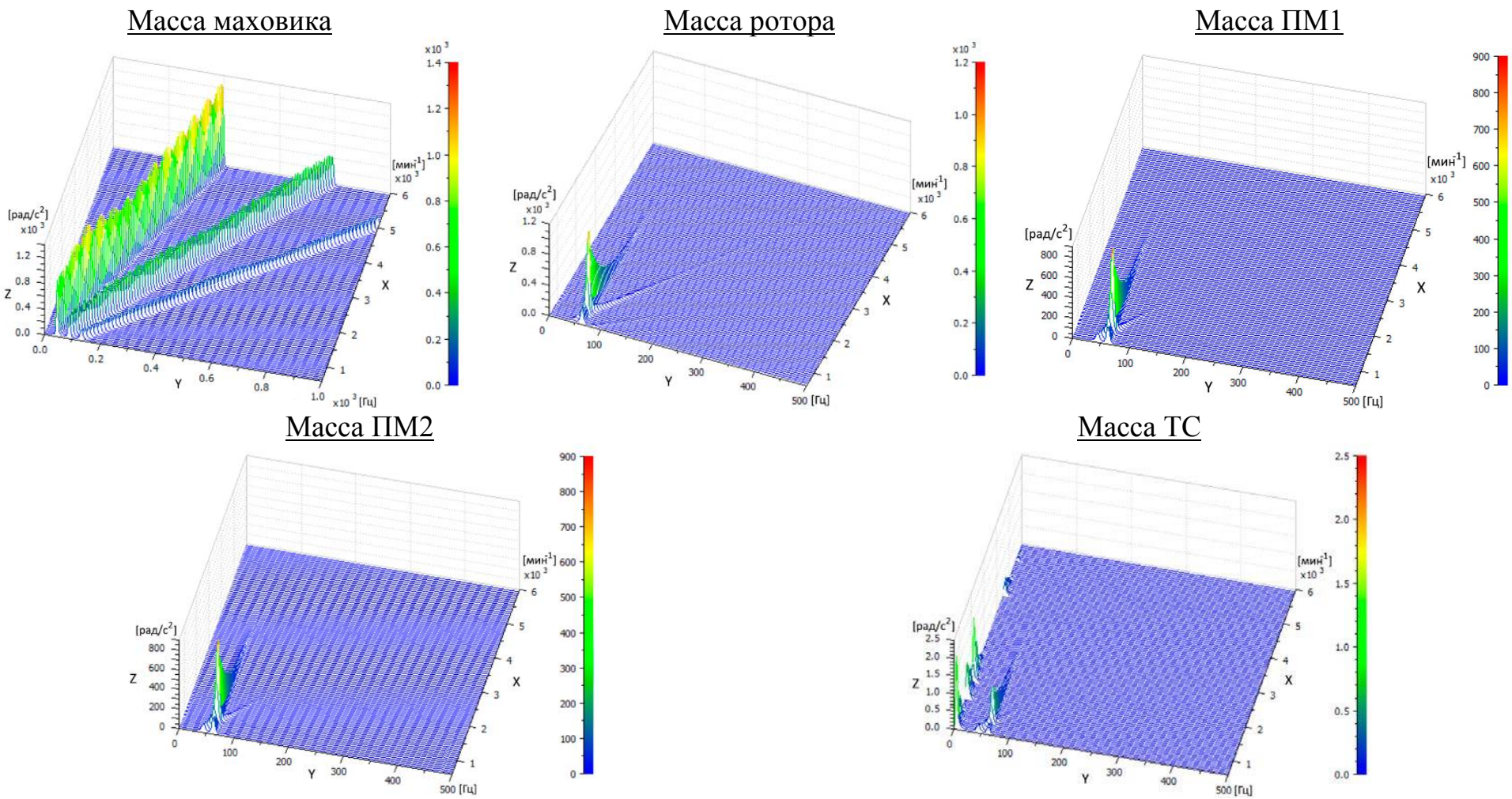


Рисунок П4.4 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на второй передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

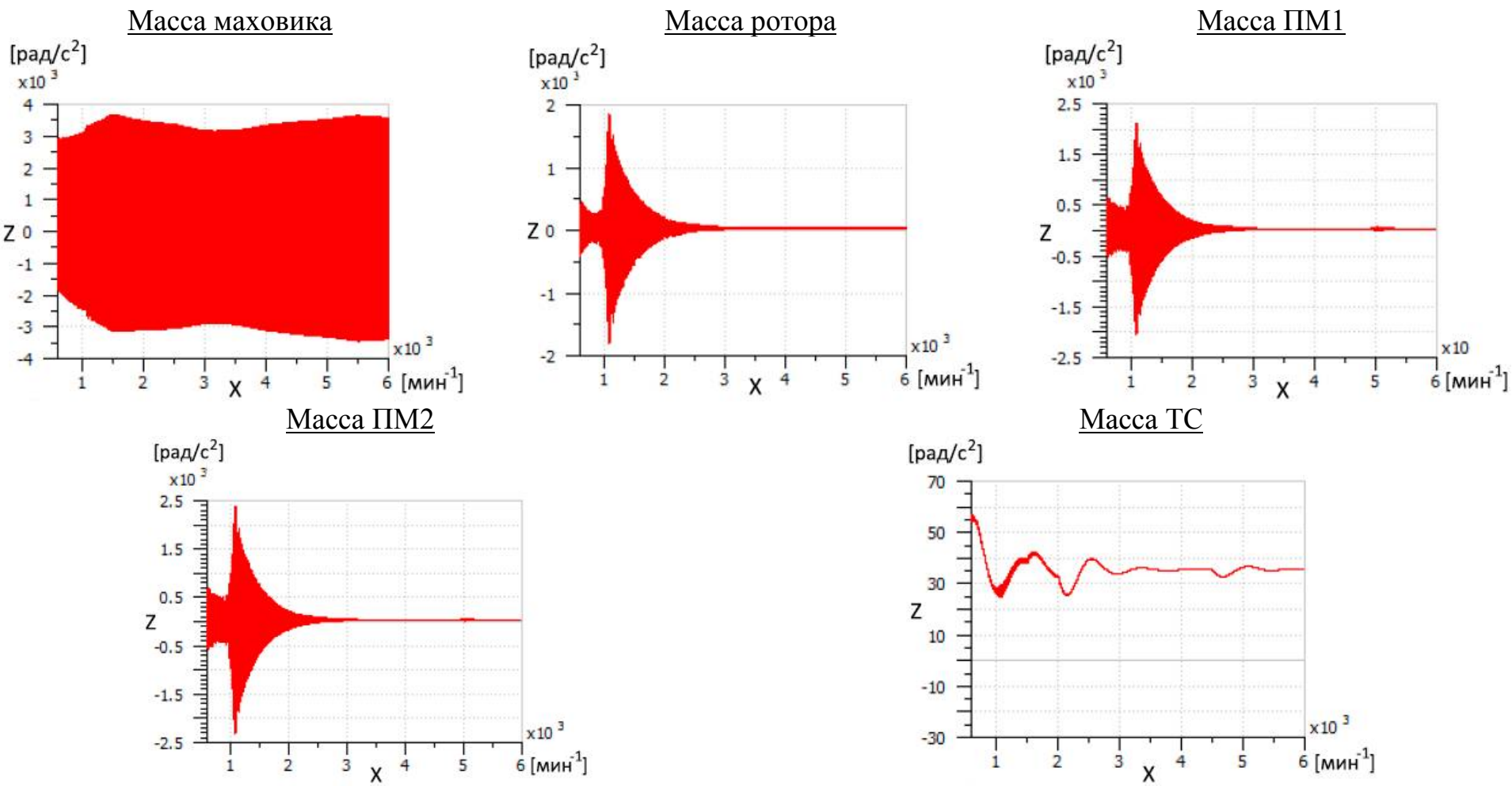


Рисунок П4.5 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на третьей передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

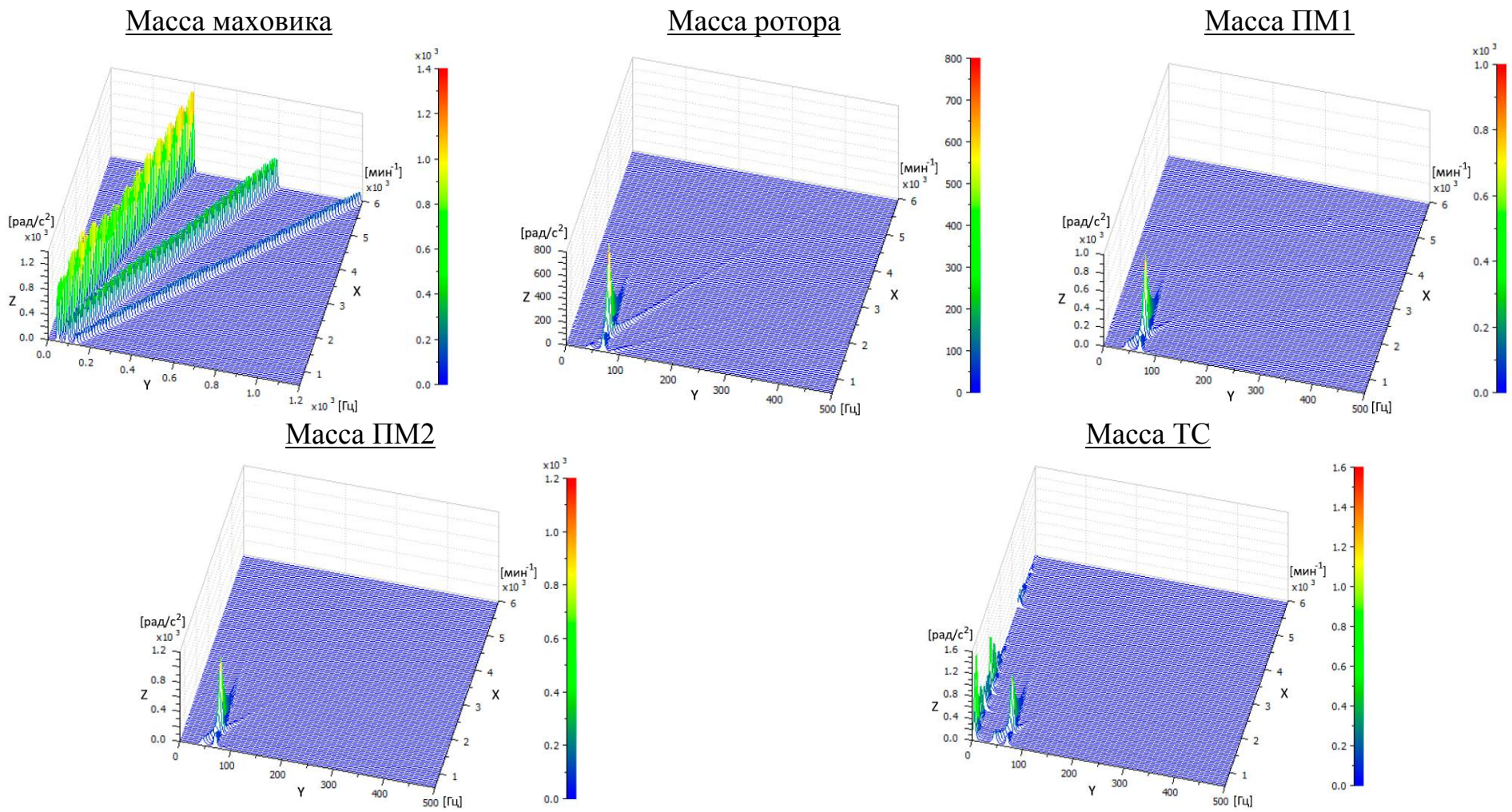


Рисунок П4.6 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на третьей передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

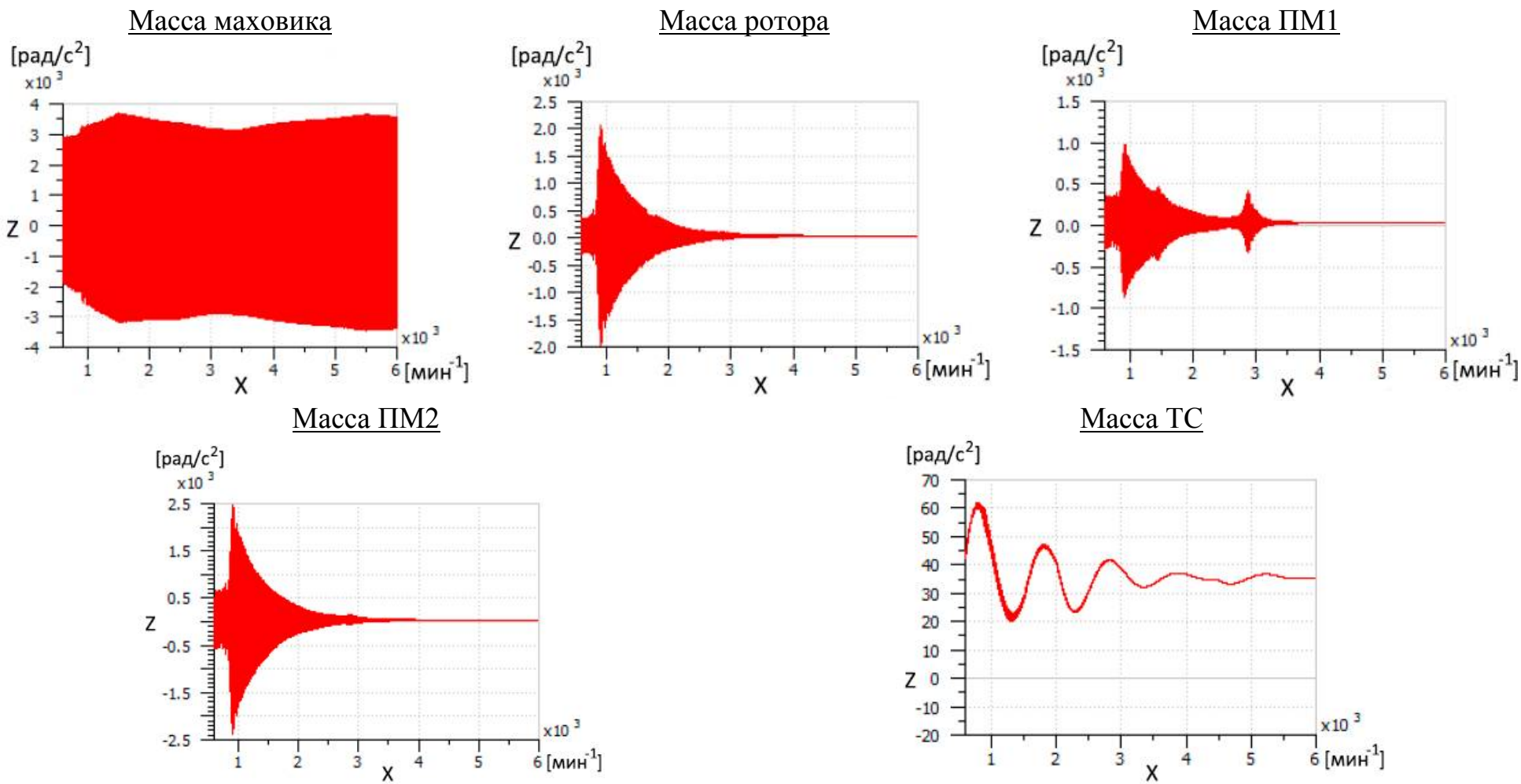


Рисунок П4.7 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на четвёртой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

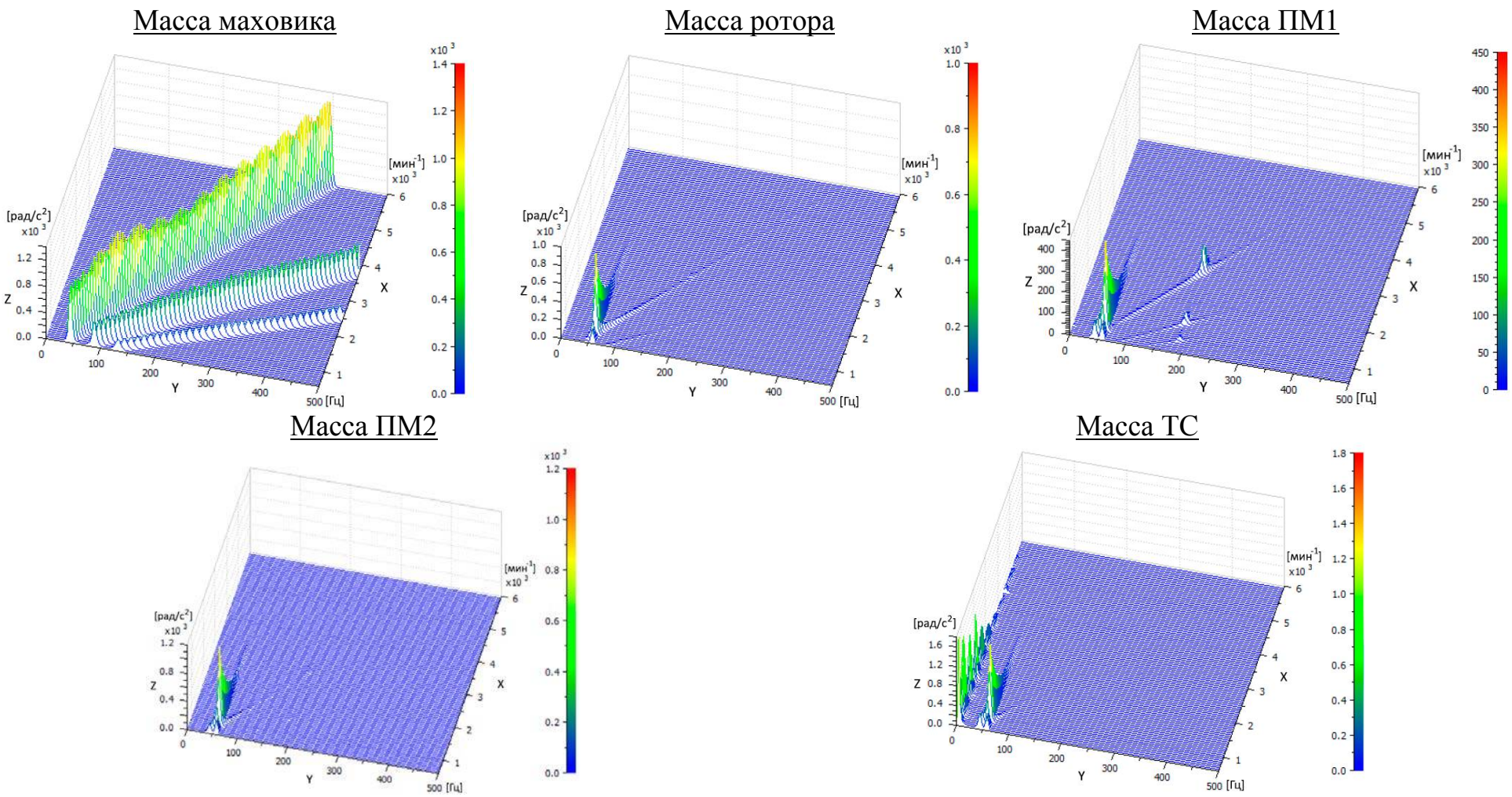


Рисунок П4.8 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на четвёртой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

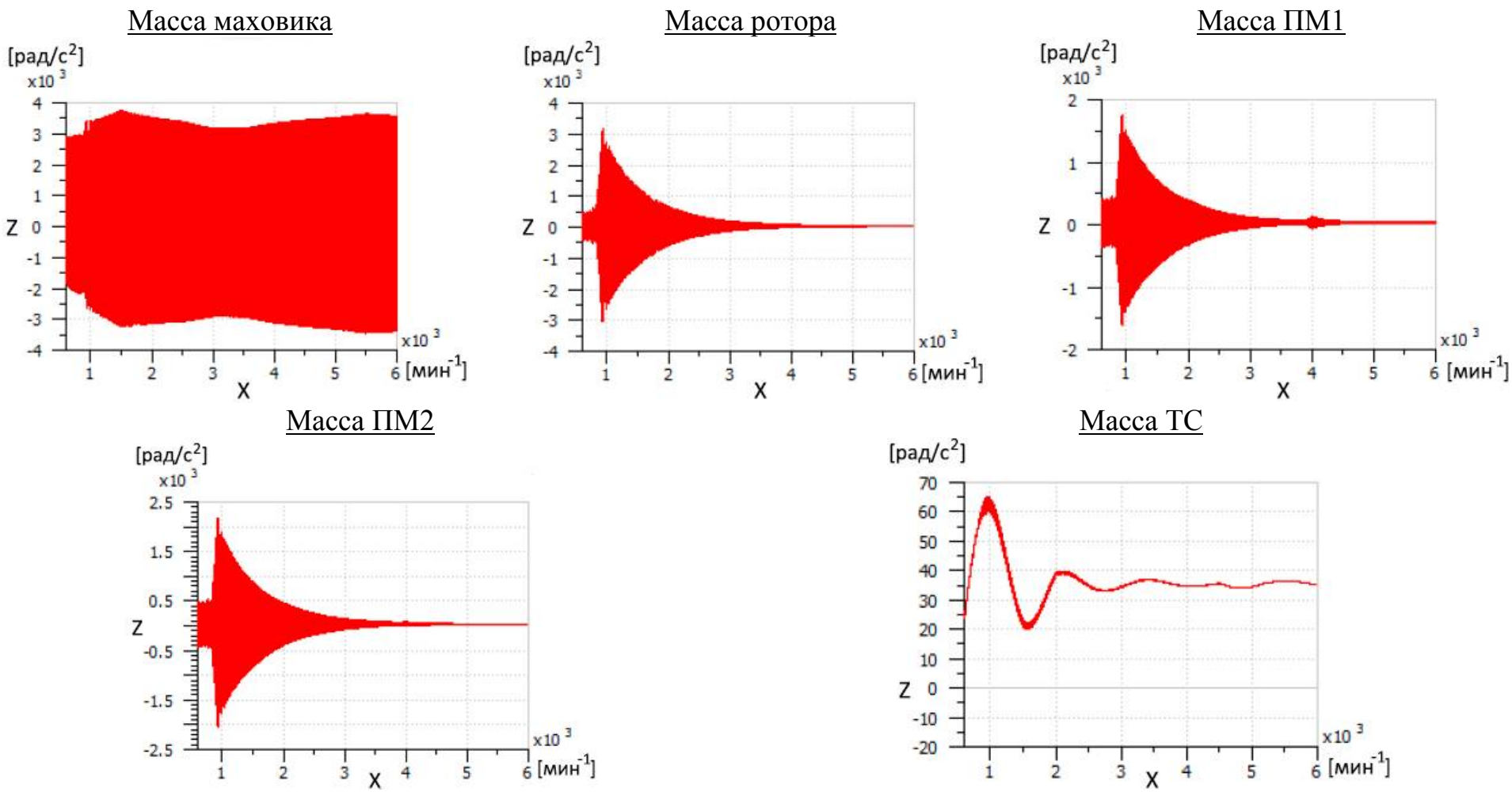


Рисунок П4.9 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на пятой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

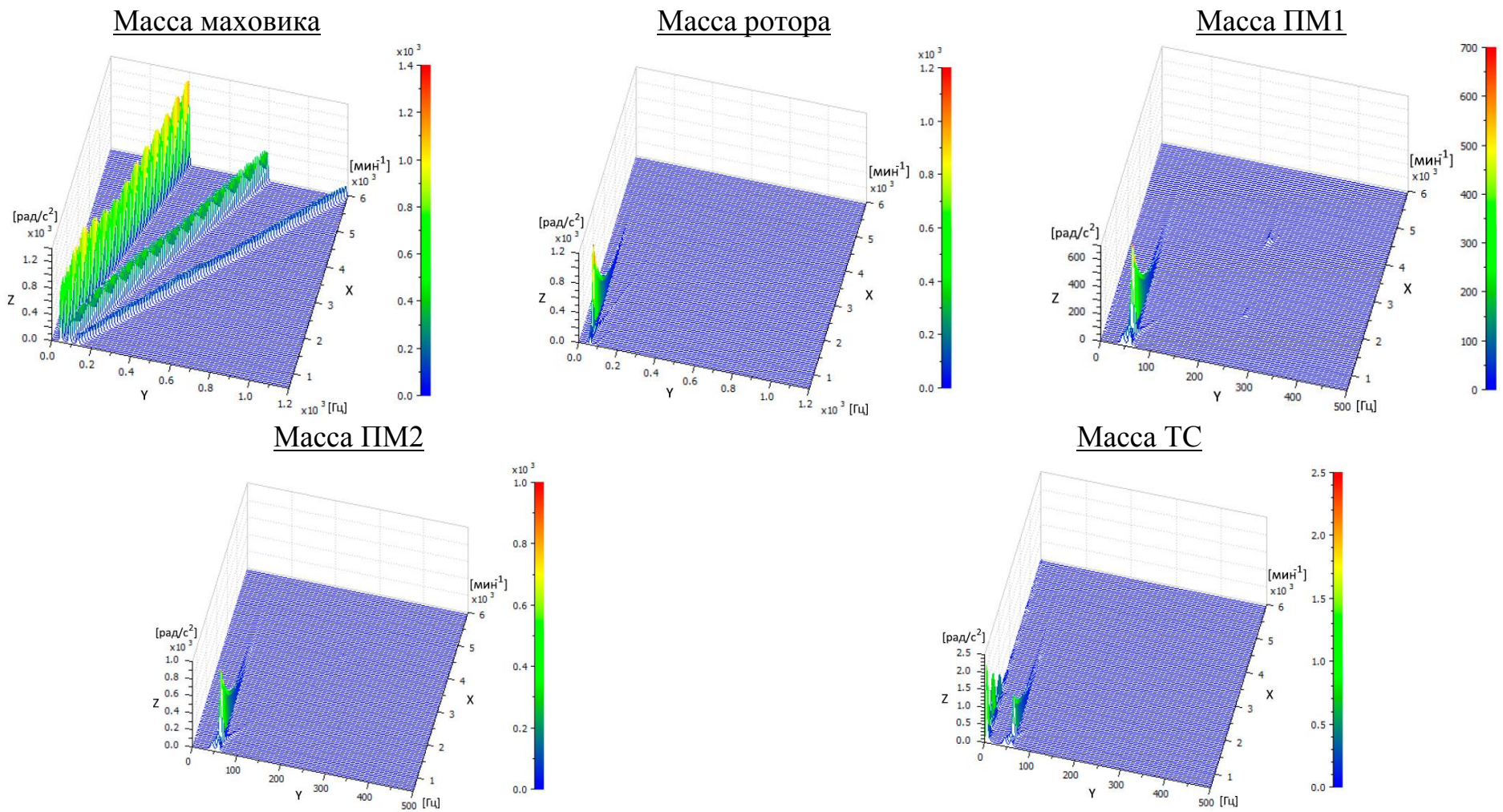


Рисунок П4.10 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на пятой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

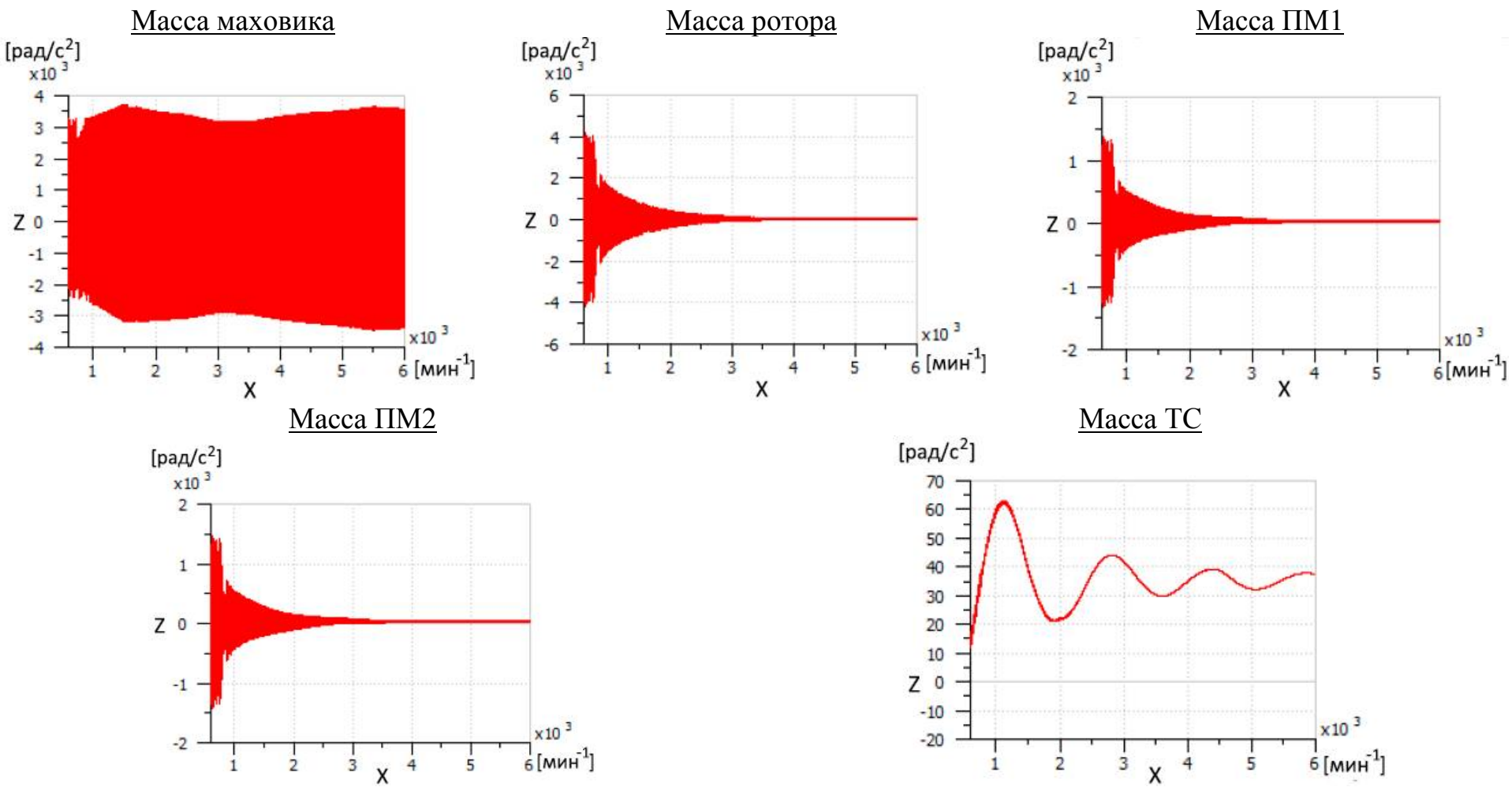


Рисунок П4.11 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на шестой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

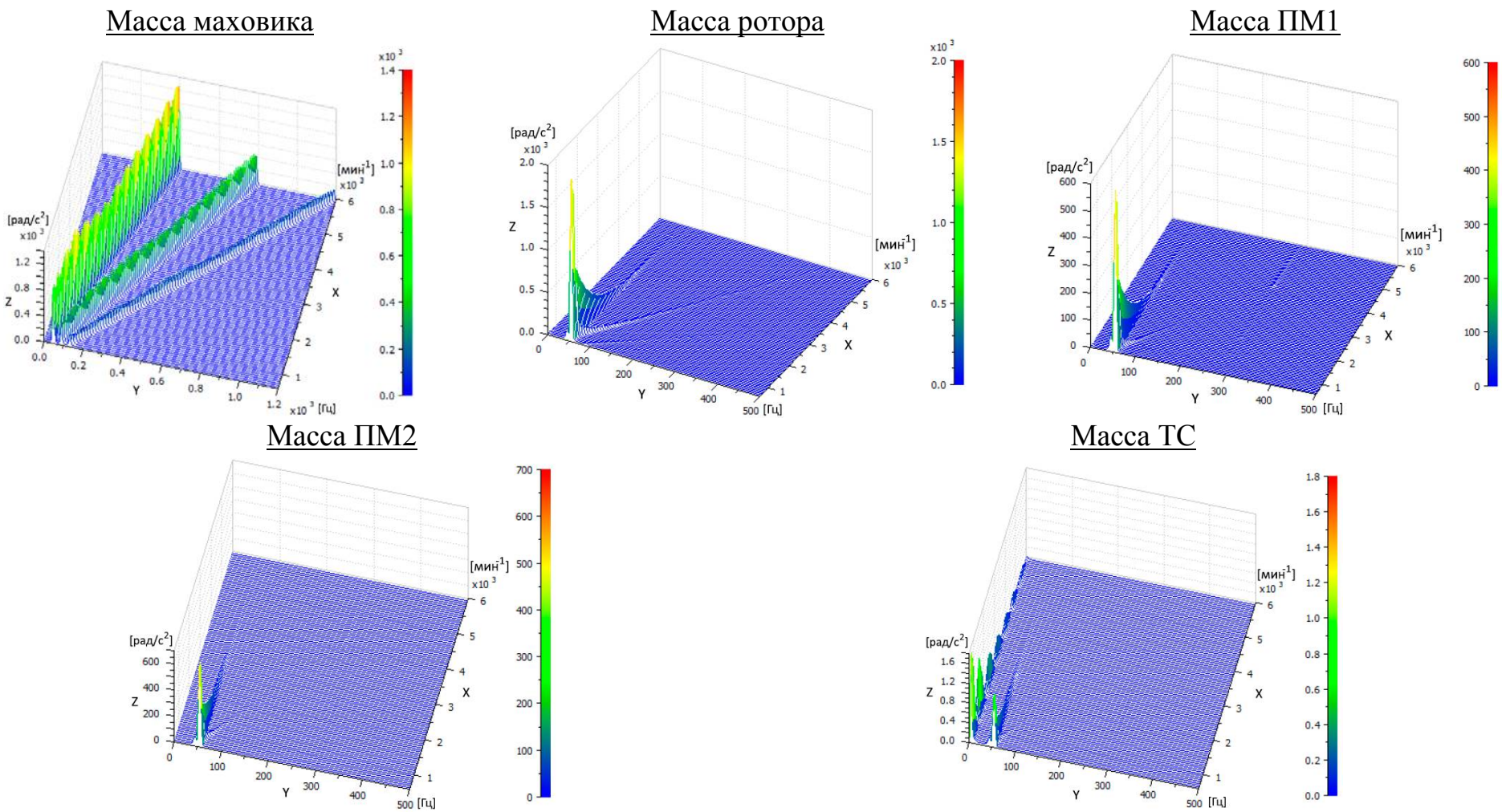


Рисунок П4.12 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на шестой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

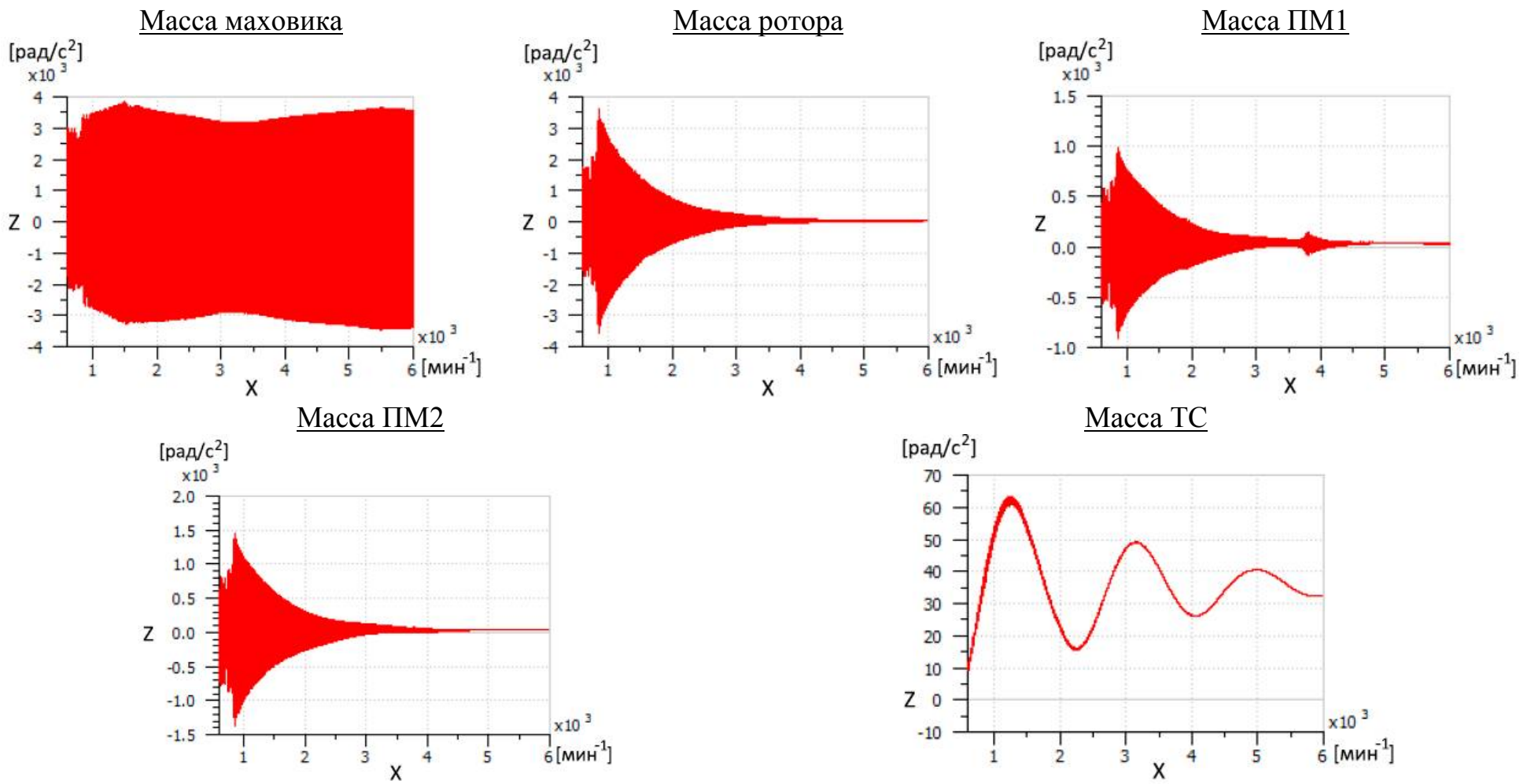


Рисунок П4.13 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на седьмой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

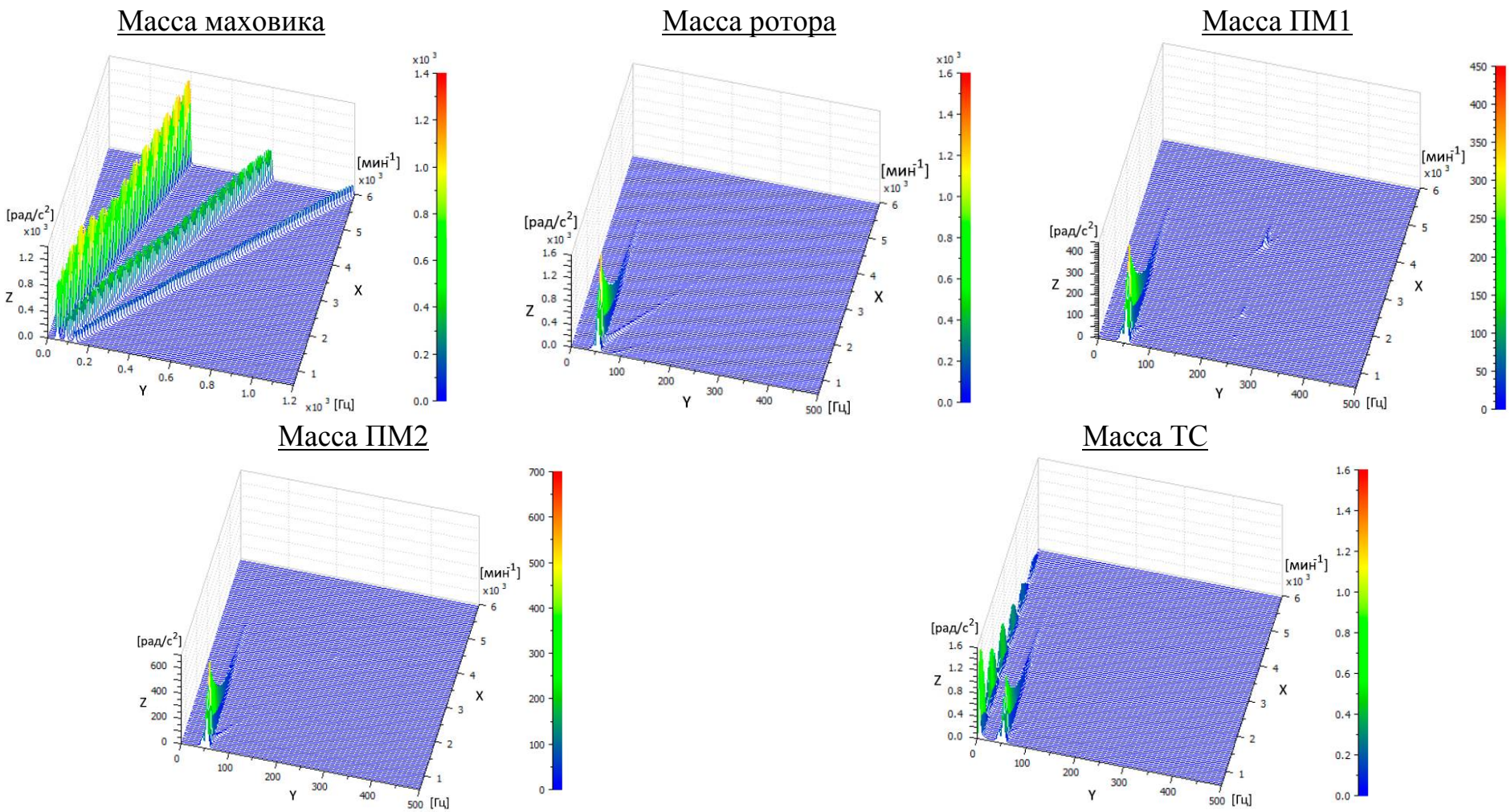


Рисунок П4.14 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на седьмой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

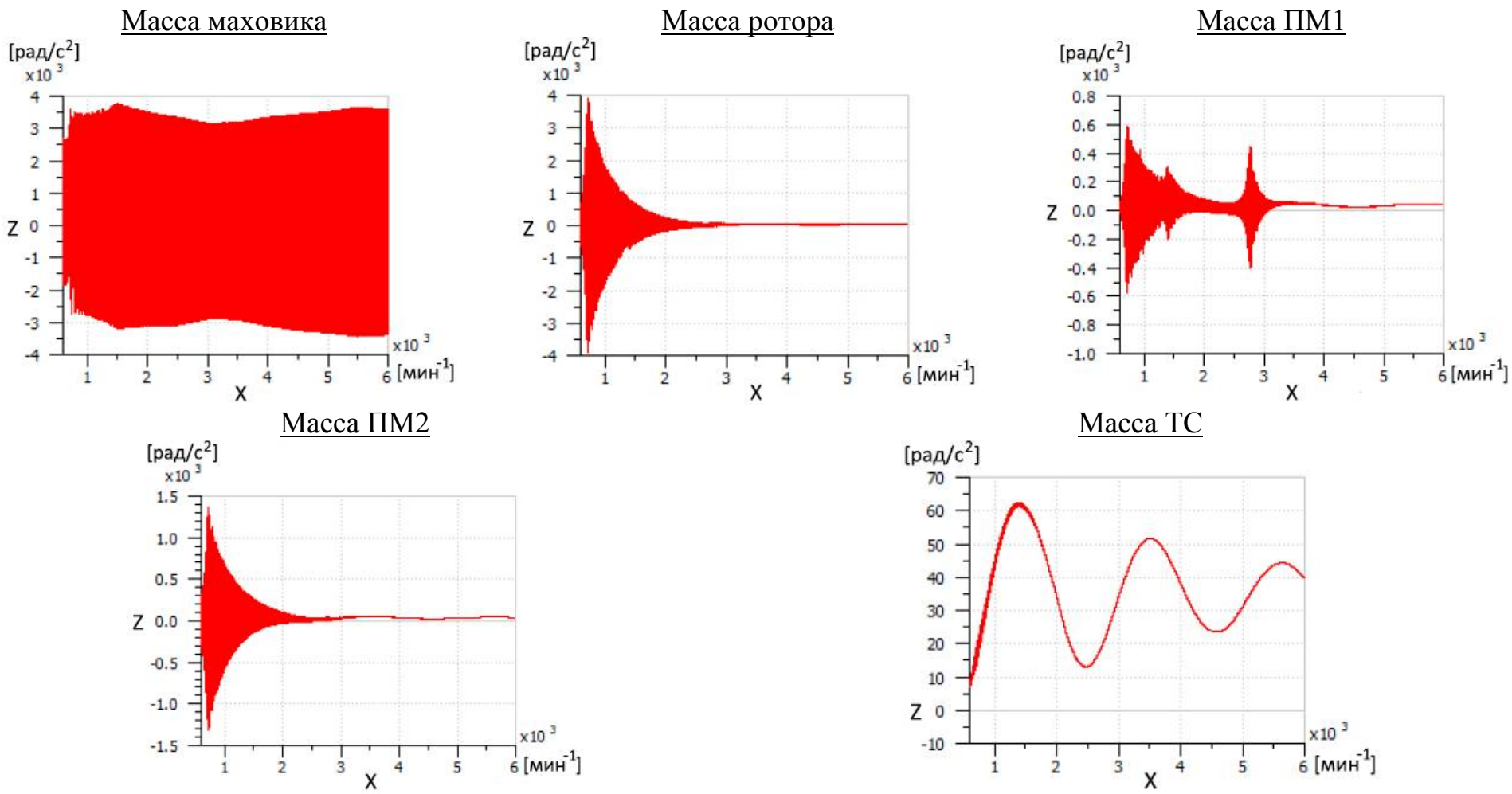


Рисунок П4.15 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на восьмой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

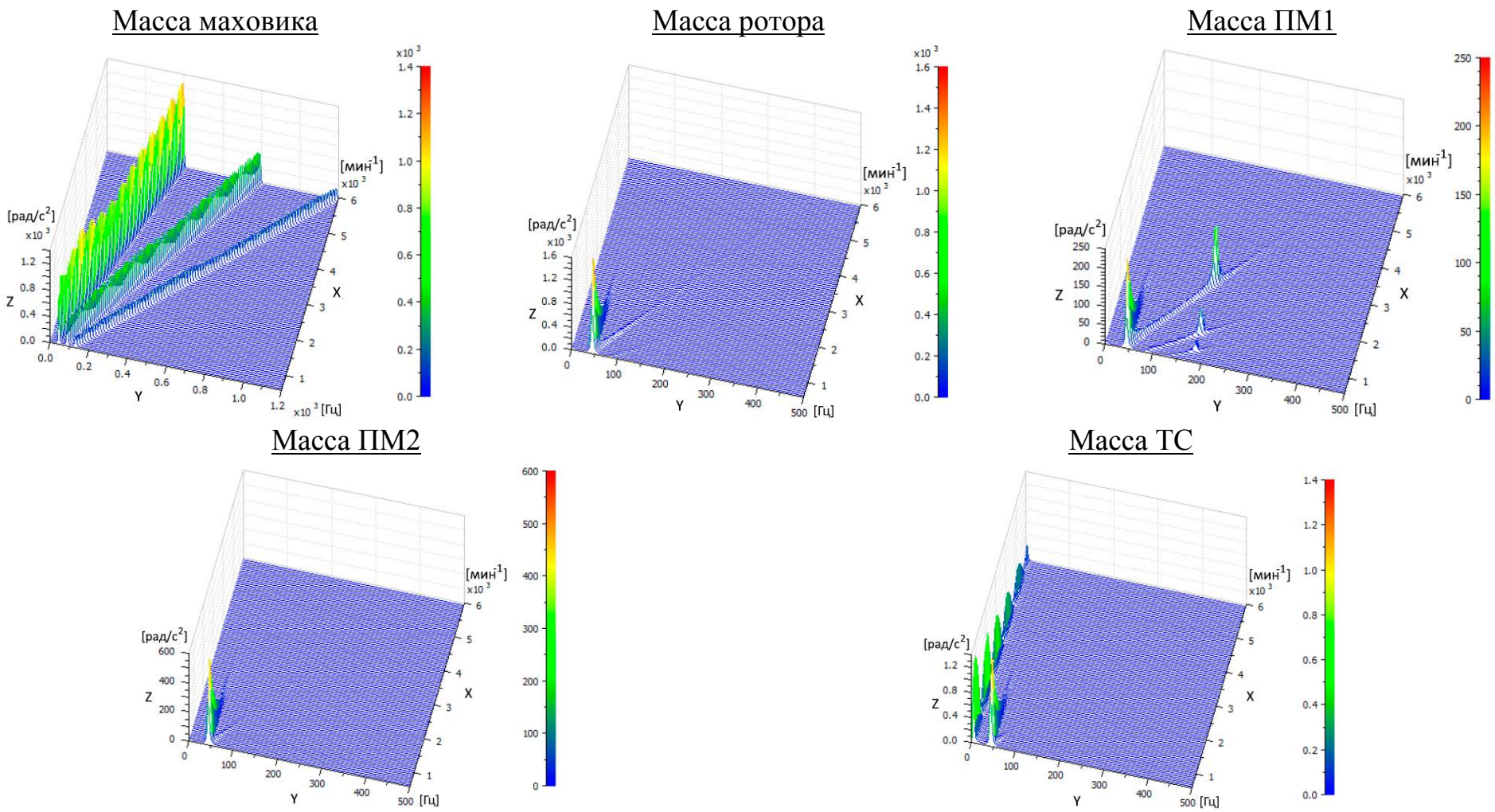


Рисунок П4.16 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на восьмой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

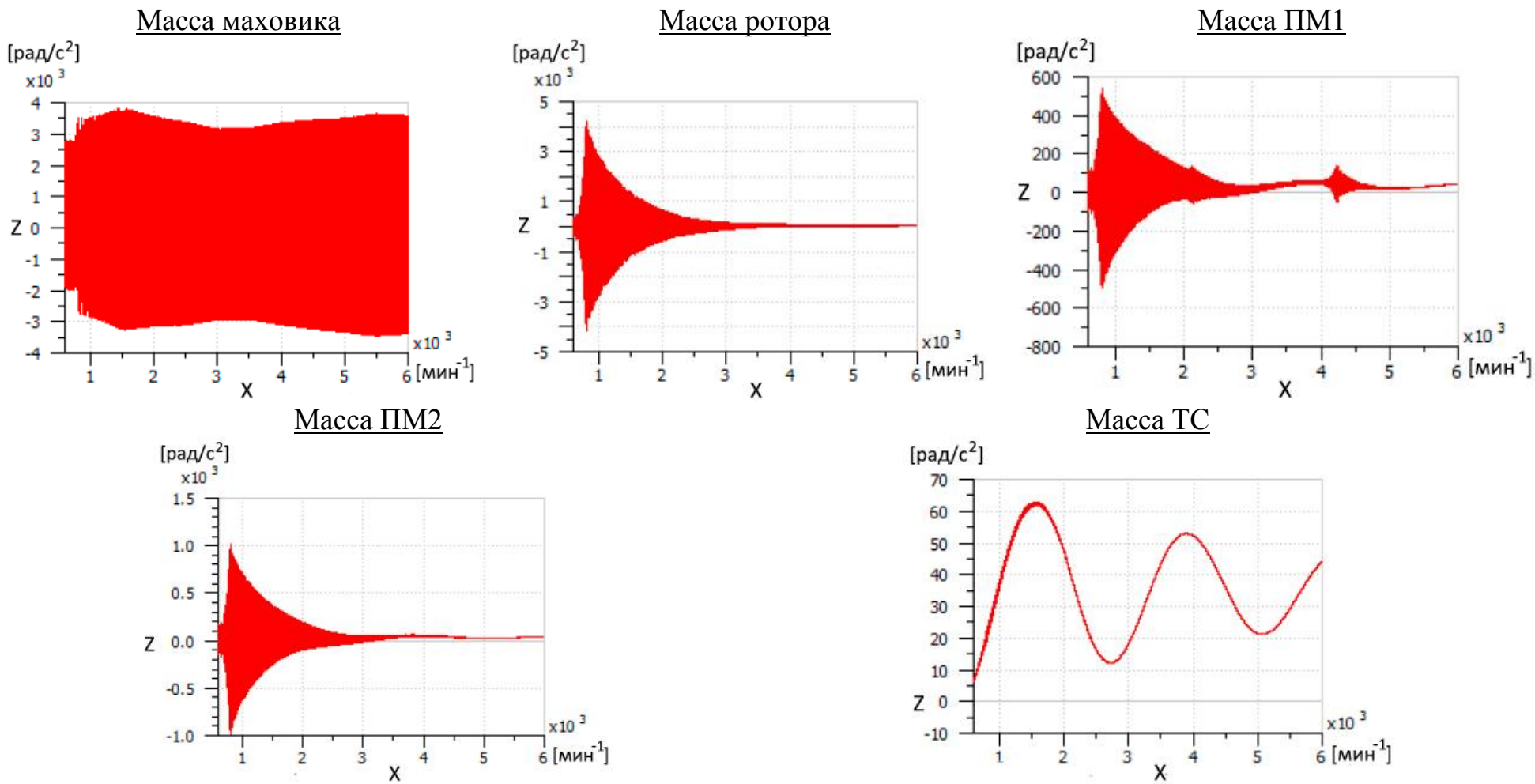


Рисунок П4.17 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на девятой передаче: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

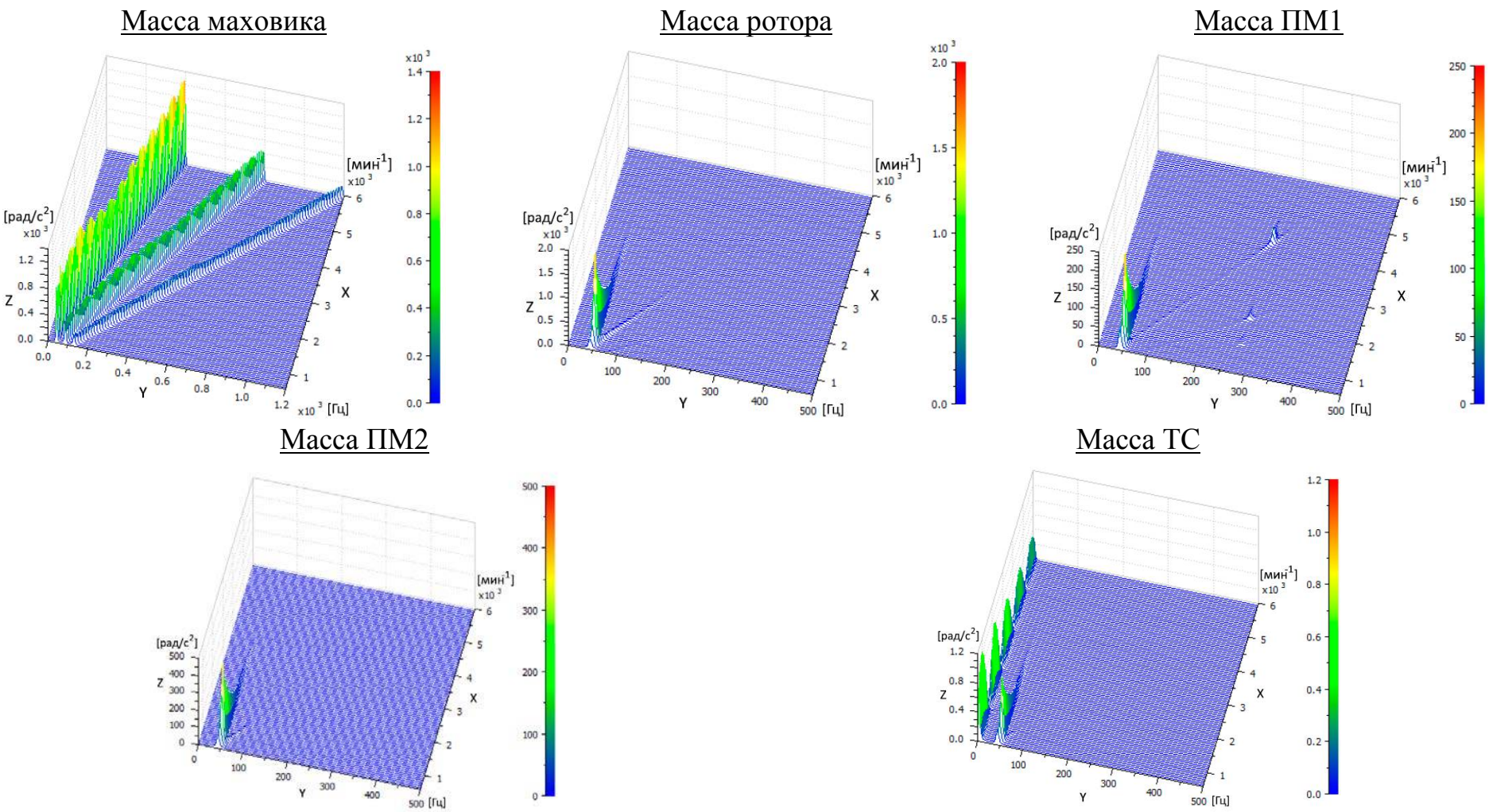


Рисунок П4.18 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на девятой передаче: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

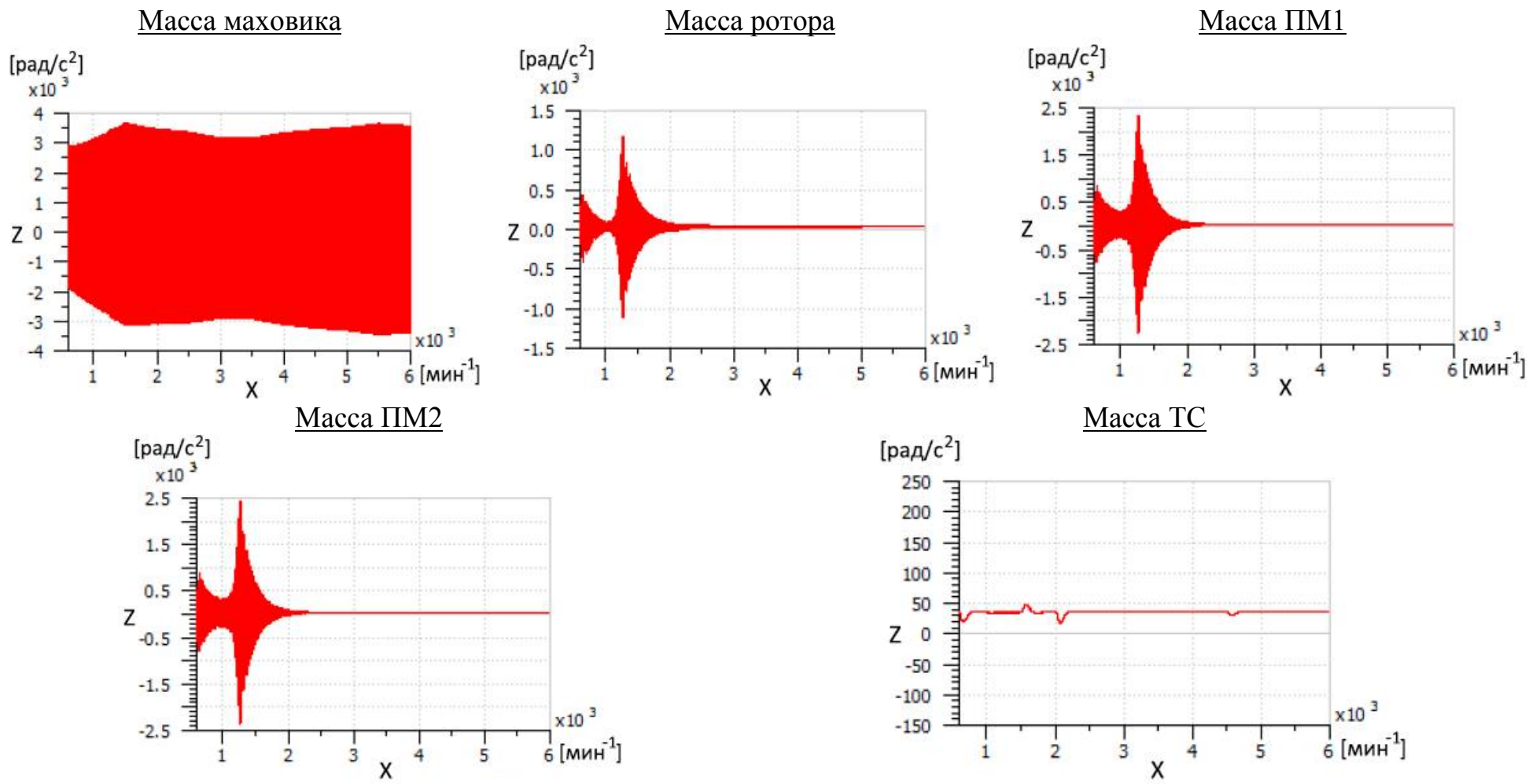


Рисунок П4.19 – Фрагменты осциллограмм, характеризующих изменение ускорений на передаче заднего хода: ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]; ось X – частота вращения коленчатого вала ДВС, [мин$^{-1}$]

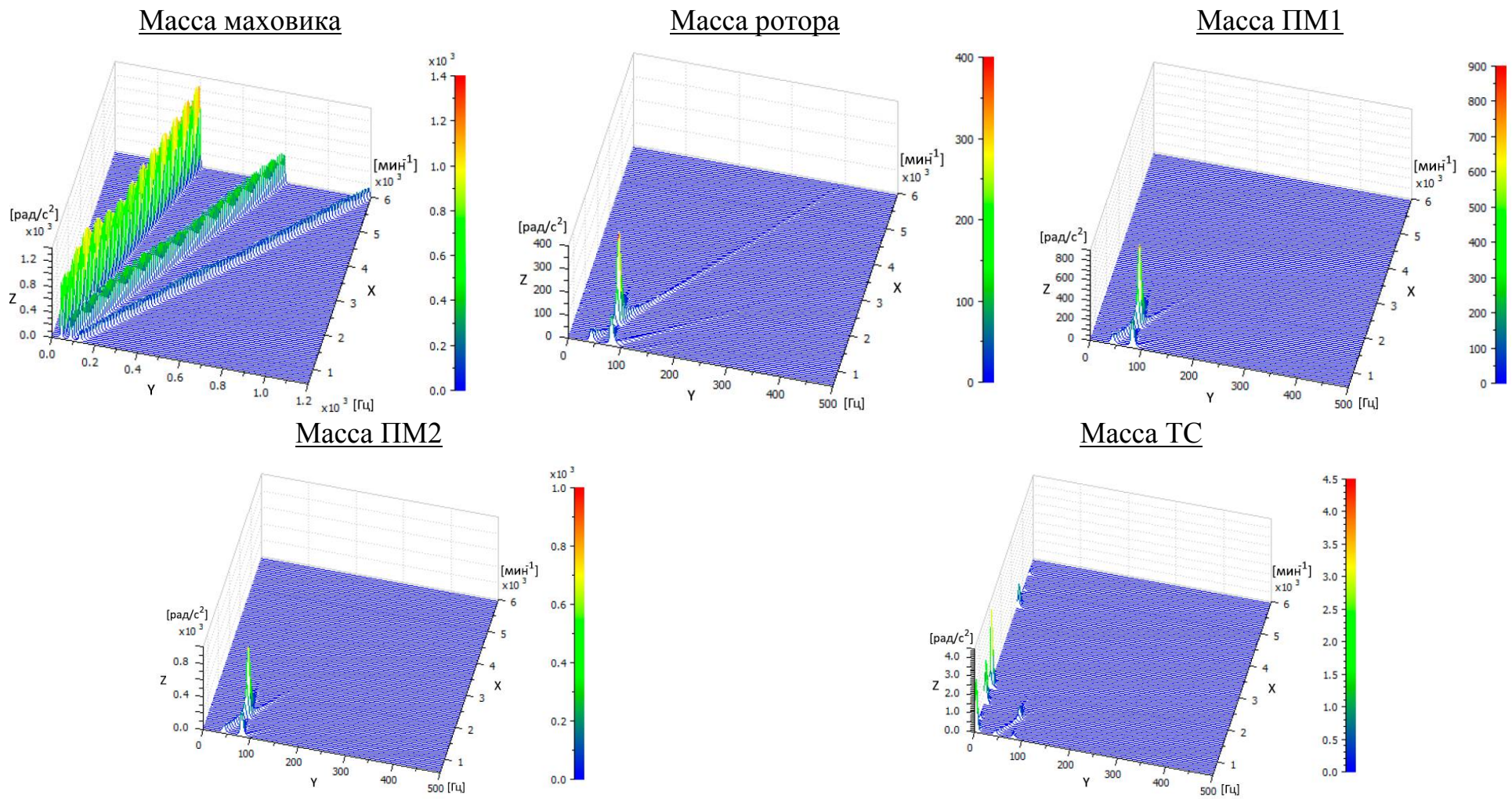


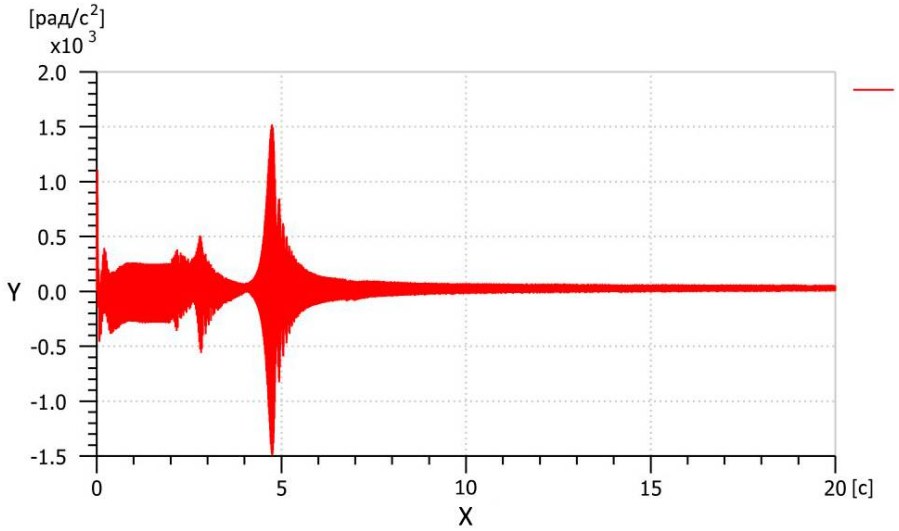
Рисунок П4.20 – Амплитудно-частотный 3D-спектр на передаче заднего хода: ось X – частота вращения коленчатого вала двигателя, [мин$^{-1}$], ось Y – частота колебаний, [Гц], ось Z – угловое ускорение, [рад/с^2]

ПРИЛОЖЕНИЕ П5

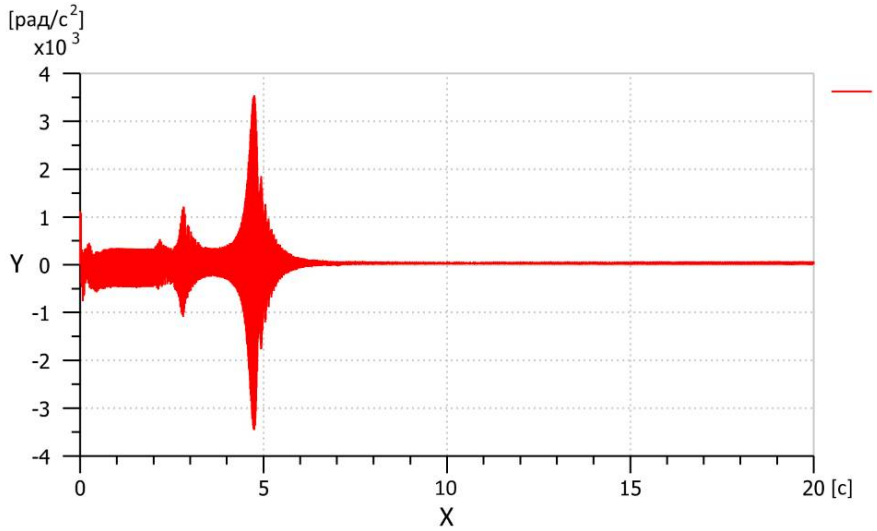
Сравнительный анализ эффективности установки диссипативного элемента между ЭД-ДВС и ЭД-АКП

Сравнительный анализ проведён для первой передачи с жёсткостью ГКК c = 1300 [Н·м/рад] и значением коэффициента диссипации 4 [Н·м·с/рад].

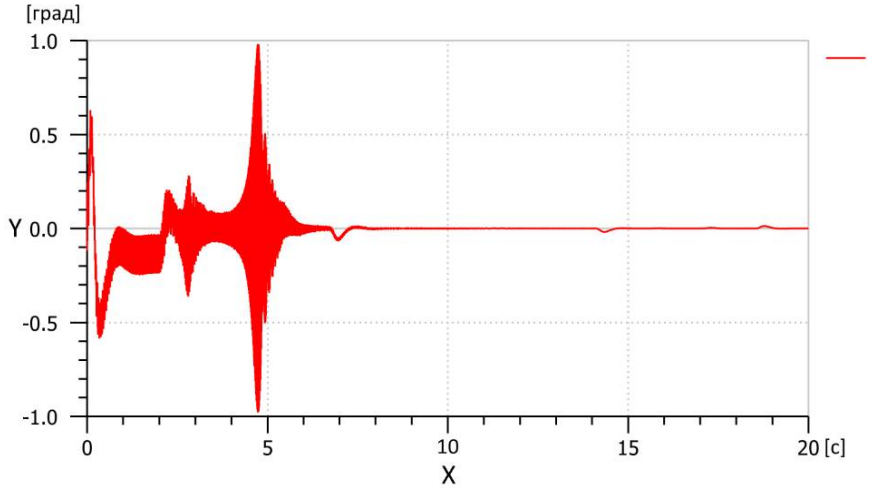
Результаты численной оценки эффективности возможных вариантов размещения диссипативного элемента представлены на Рис. П5.1, П5.2, П5.3.



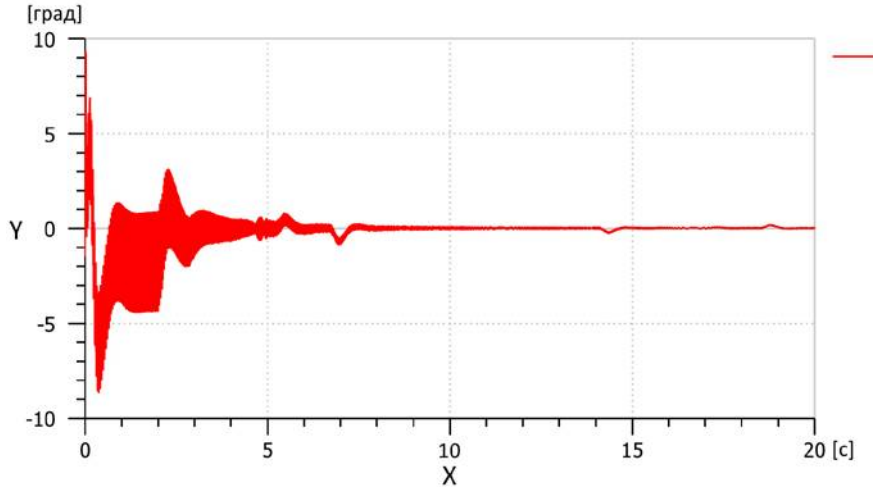
Угловое ускорение на роторе



Угловое ускорение на АКП

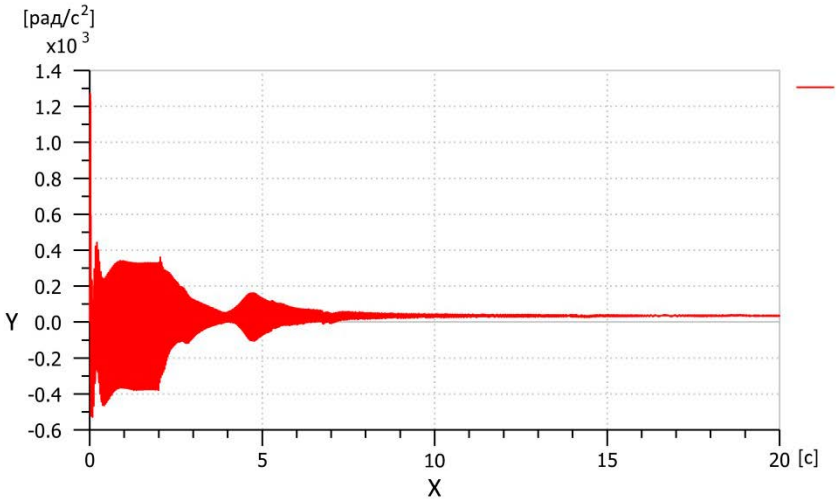


Относительный угол закрутки между ротором и маховиком

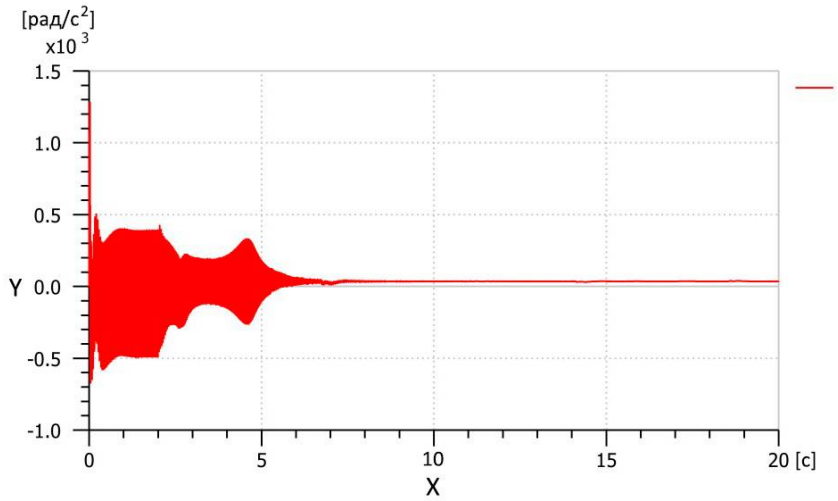


Относительный угол закрутки между ротором и АКП

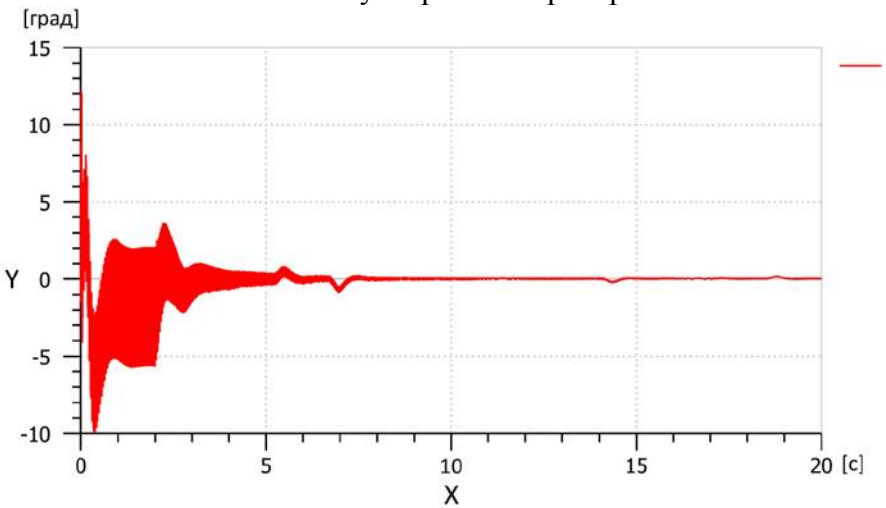
Рисунок П5.1 – Диссипативный элемент установлен между маховиком и ротором



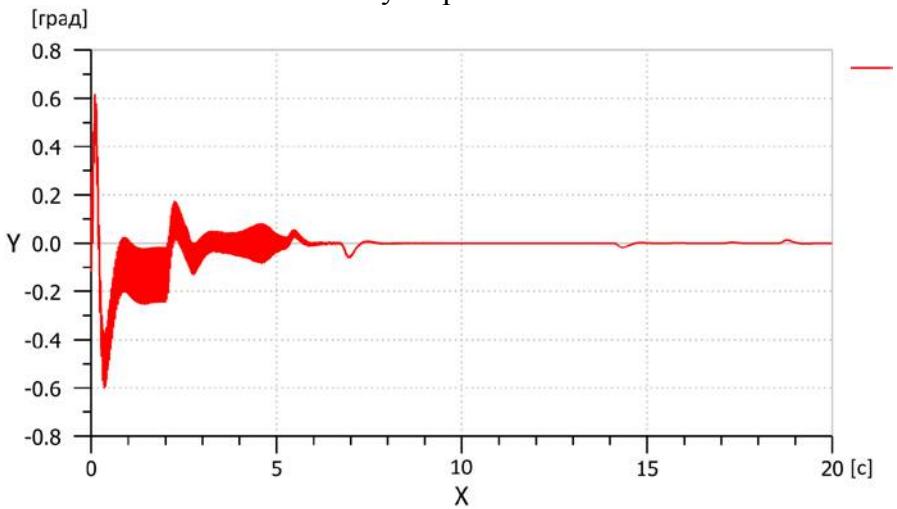
Угловое ускорение на роторе



Угловое ускорение на АКП

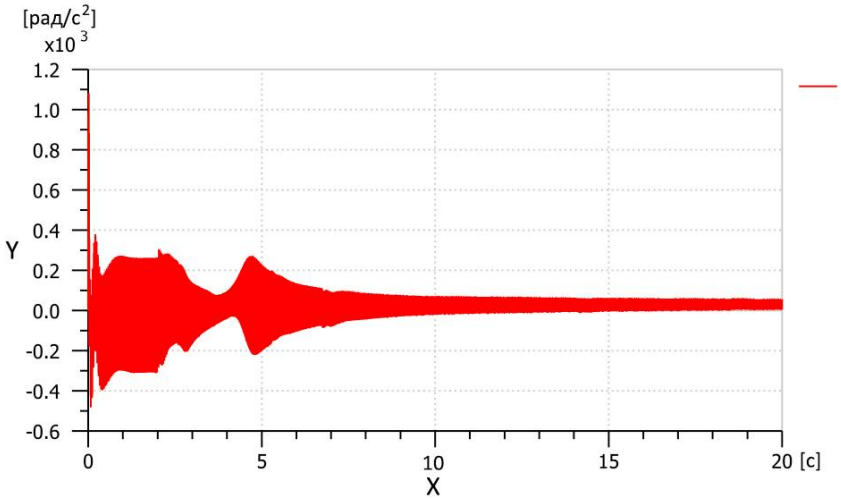


Относительный угол закрутки между ротором и маховиком

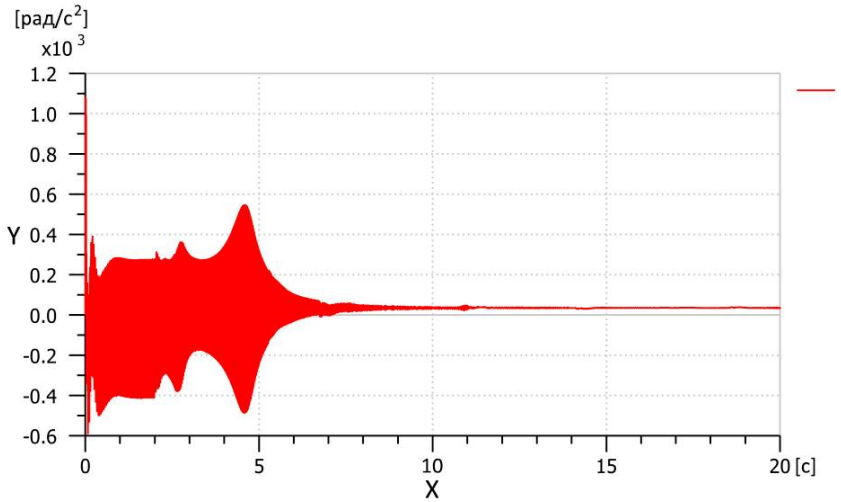


Относительный угол закрутки между ротором и АКП

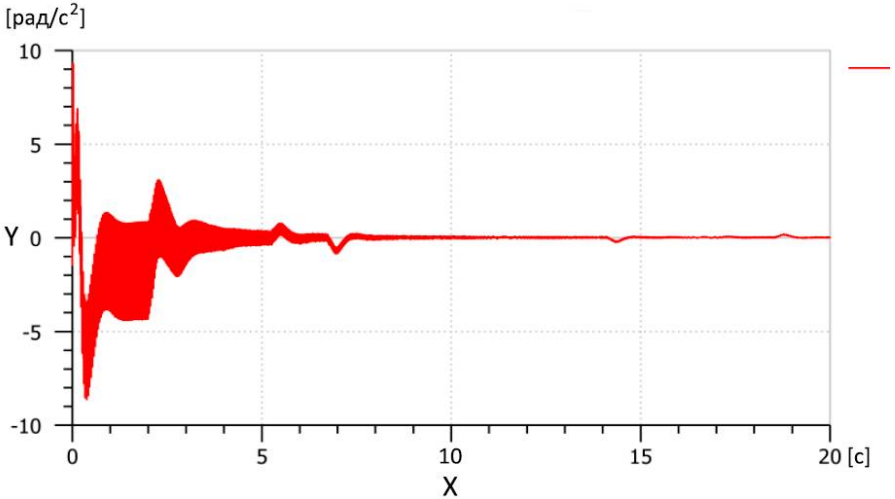
Рисунок П5.2 – Диссипативный элемент установлен между ротором и АКП



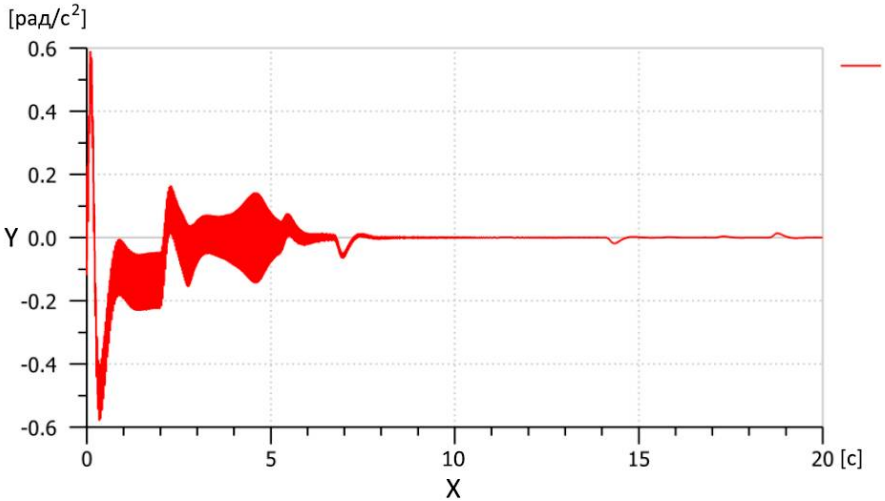
Угловое ускорение на роторе



Угловое ускорение на АКП



Относительный угол закрутки между ротором и маховиком



Относительный угол закрутки между ротором и АКП

Рисунок П5.3 – Диссипативный элемент установлен между ДВС-ЭД и ЭД-АКП

ПРИЛОЖЕНИЕ П6

Методика обеспечения требуемой доверительной вероятности (достоверности) экспериментальных данных, получаемых в ходе лабораторно-дорожных испытаний

1. Общие положения и условия выполнения градуировки

Градуировка – измерительная операция, устанавливающая масштаб преобразования условных единиц телеметрического сигнала (процентов, вольт, ампер) в истинное значение, имеющее размерность физической величины регистрируемого параметра. Если в пределах диапазона измерения регистрируемого параметра масштаб преобразования изменяется, то градуировочная характеристика представляется полиномом аппроксимации.

При проведении лабораторно-дорожных испытаний по определению динамической нагруженности трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой градуировка выполняется для измерительных каналов:

– крутящего момента на заднем карданном валу трансмиссии;
– частоты вращения вала ДВС;
– частоты вращения входного вала коробки передач;
– частоты вращения заднего карданного вала.

План проведения градуировки зависит от числа регистрируемых уровней p градуируемой величины, от числа повторений n измерений на каждом уровне и от длительности регистрации каждого измерения.

Число регистрируемых уровней определяется соотношением (П6.1):

$$p - k = l \qquad (П6.1)$$

где: p – число уровней градуировки;

k – число коэффициентов аппроксимирующих полиномов. Для полиномов 1-го порядка $k = 2$, для полиномов 2-го порядка $k = 3$;

l – число степеней свободы измерительного канала. Для градуировки измерительных каналов при линейной зависимости выходного параметра от

величины воздействия (k = 2 и l = 1), число уровней градуировки ограничивается значением 3.

На каждом уровне необходимо провести от трёх до семи повторных опытов с целью минимизации ошибки воспроизводимости результатов измерений. Выбранное число опытов определяется величиной доверительного интервала, который характеризует достоверность результата измерения i-го уровня (П6.2):

$$\overline{y}_i - \varepsilon \le y_i \le \overline{y}_i + \varepsilon, \qquad (П6.2)$$

где: $\overline{y}_i$ – измеренное значение величины y_i;

ε – доверительные границы случайной погрешности результата измерений (П6.3):

$$\varepsilon = t \cdot \Delta m\left(\overline{y}_i\right), \qquad (П6.3)$$

где: t – коэффициент Стьюдента;

$\Delta m\left(\overline{y}_i\right)$ – ошибка воспроизводимости опыта или оценка среднеквадратического отклонения результата i-го измерения.

Ошибка воспроизводимости опыта определяется по формуле (П6.4).

$$\Delta m\left(\overline{y}_i\right) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m} \sigma^2\left(\overline{y}_i\right)}{\eta}}, \qquad (П6.4)$$

где: $\eta = n - k - l$ – число степеней свободы ошибки воспроизведения;

σ – среднеквадратическое отклонение n-измерений.

Например, при числе уровней p = 3 и числе измерений на каждом уровне m = 3, n = 3·3 = 9; k = 2; l = 1; η = 9 – 2 – 1 = 6.

По табл. П6.1 находим t = 1,943.

Таблица П6.1 – Распределение Стьюдента для доверительной вероятности Р = 0,95

t	6,314	2,920	2,353	2,132	2,015	1,943	1,895	1,860	1,838	1,821	1,807	1,794	1,782	1,771	1,761	1,753	1,746	1,740	1,734	1,729	1,724	1,719
η	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22

Если среднеквадратическое отклонение не выходит за доверительные границы случайной погрешности, градуировку можно признать удовлетворительной. В противном случае процедура градуировки подвергается анализу с целью поиска возможностей снижения погрешности и проводится повторно.

2. Алгоритм оценки воспроизводимости результатов испытаний и адекватности используемых имитационных моделей

Для получения экспериментальных данных с доверительной вероятностью не ниже $P_д$ = 0,95 определяется минимально возможное число замеров измеряемых параметров на установившихся режимах в процессе дорожных испытаний трансмиссии в составе автомобиля.

Для этого определяется среднеквадратичное отклонение (П6.5).

$$D = \sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n}\left(y_i - \left(\overline{y}\right)\right)^2}{n-1}, \qquad (П6.5)$$

где: $\overline{y}$ – математическое ожидание параметра в данный момент времени (П6.6),

$$\overline{y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i, \qquad (П6.6)$$

где: y_i – значение параметра в i-м замере;

n – число пробных опытов.

Количество повторных опытов определяется по формуле (П6.7).

$$n_{\min} = \frac{\sigma(\overline{x}) \cdot \alpha_{CT}}{\overline{y}\Delta}, \qquad (П6.7)$$

где: α_{CT} – коэффициент Стьюдента при доверительной вероятности $P_д$ = 0,95 и числе измерений n = 3, $\alpha_{CT} = 2{,}57$.

Для обеспечения заданной точности эксперимента принимаем n_{min} = 3.

Воспроизводимость результатов испытаний определяется степенью совпадения этих результатов при повторных испытаниях. При проведении лабораторно-дорожных испытаний автомобиля по дороге с твёрдым покрытием результаты испытаний не должны отличаться более чем на 10%. Воспроизводимость результатов испытаний на грунтовой дороге не оценивалась ввиду невозможности поддержания на должном уровне постоянства характеристик дороги на протяжении длительного периода времени.

Неисключённая систематическая погрешность измерений исчисляется в соответствии с положениями ГОСТ 8.207-76 по формуле (П6.8).

$$\Delta_C = k\sqrt{\Delta_Д^2 + \Delta_K^2 + \Delta_O^2}, \qquad (П6.8)$$

где: Δ_C – суммарная кинематическая погрешность результатов измерений;

$\Delta_Д$ – абсолютная погрешность датчика;

Δ_K – абсолютная погрешность измерительного комплекса;

Δ_O – абсолютная погрешность обработки;

k – коэффициент, определяемый принятой доверительной вероятностью. Коэффициент k принимается равным 1,1 при доверительной вероятности $P_д$ = 0,95.

С целью оценки адекватности имитационной модели необходимо установить принадлежность двух зависимостей того или иного параметра к одной генеральной совокупности. Одна из этих зависимостей является математическим ожиданием случайного процесса, полученным экспериментальным путём, а другая – получена по результатам моделирования. Принадлежность

двух кривых одной генеральной совокупности при небольшом объёме выборки оценивается по критерию Колмогорова-Смирнова. Для этого вычисляется расчётное значение критерия Колмогорова-Смирнова λ_o (П6.9) и сравнивается с критическим значением, определённым по таблице: λ_t = 1,315 при $P_д$ = 0,95.

$$\lambda_o = \max\left|\overline{F}_i(x) - \widehat{F}_i(x)\right|\sqrt{m}\,, \qquad (П6.9)$$

где: $\overline{F}_i(x)$, $\widehat{F}_i(x)$ – значения экспериментальной и модельной нормированных зависимостей параметра в *i*-ом сечении.

Экспериментальная $\overline{F}_i(x)$ и модельная $\widehat{F}_i(x)$ зависимости параметра нормируются по формуле (П6.10).

$$F_i(x) = \frac{y_i \cdot \Delta t}{\sum_{i=0}^{t} y_i \cdot \Delta t}\,, \qquad (П6.10)$$

где: y_i – среднее значение параметра в *i*-ом сечении;

Δt – ширина сечения.

При выполнении условия $\lambda_o < \lambda_t$ принимается гипотеза об адекватности теоретического описания исследуемого параметра.

Зная ошибку опыта, можно выявить пригодность модели, её адекватность. Эта проверка осуществляется с помощью критерия Фишера. При этом модель считается адекватной, если выполняется условие (П6.11).

$$F_p < F\,, \qquad (П6.11)$$

где: F – табличное значение критерия Фишера;

F_p – расчётное значение критерия Фишера (П6.12).

$$F_p = \frac{\sigma_{ag}^2}{\sigma_y^2}\,, \qquad (П6.12)$$

где: σ_{ag} – оценка дисперсии адекватности (П6.13).

$$\sigma_{ag}^2 = \frac{1}{N-B}\sum_{j=1}^{N}\left(Y_j^e - Y_j^p\right)^2, \qquad (П6.13)$$

где: B – число коэффициентов искомого уравнения;

N – число опытов;

Y_j^e, Y_j^p – значения функции, полученные соответственно экспериментально в результате j-го опыта и расчётным путём.

Данная процедура статического оценивания выполняется для регистрируемых параметров на установившихся режимах работы трансмиссии.

УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО «НИИ «Мехмаш»

Тараторкин И.А.

«10» марта 2017 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы

«Особенности вибронагруженности и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой»,

выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук

аспирантом Лихачёвым Дмитрием Сергеевичем

Комиссия в составе: председателя – Директор ООО «НИИ «Мехмаш», д.т.н., профессор И.А. Тараторкин, и членов – Заместитель директора по научной работе ООО «НИИ «Мехмаш», д.т.н., профессор В.Б. Держанский и заместителя директора по безопасности ООО «НИИ «Мехмаш» Гизатуллина Ю.Н. составила настоящий акт о том, что разработанный в диссертационной работе Д.С. Лихачёва метод прогнозирования резонансных режимов работы и снижения уровня динамической нагруженности элементов конструкции трансмиссии с комбинированной энергоустановкой путем определения необходимого места расположения гасителя крутильных колебаний и его упруго-инерционных параметров на основе использования предложенного и научно обоснованного критерия оценки допустимого уровня динамической нагруженности трансмиссии по значениям виброускорений инерционных масс механической системы, используется в ООО «НИИ «Мехмаш». В частности, данные результаты применены при выполнении работ по договорам № 2110.Р.Б.НИР.1115.2535 от «19» ноября 2015 г. «Расчетная оценка динамической нагруженности трансмиссии целевого автомобиля и оптимизация параметров гасителя крутильных колебаний» и № 2110.Р.Б.НИР.08.16.3589 от «22» августа 2016 г. «Экспериментальное определение динамической нагруженности трансмиссии целевого автомобиля».

Председатель комиссии:
Директор ООО «НИИ «Мехмаш»,
д.т.н., профессор — И.А. Тараторкин

Члены комиссии:
Заместитель директора по научной работе
ООО «НИИ «Мехмаш», д.т.н., профессор — В.Б. Держанский

Заместитель директора по безопасности
ООО «НИИ «Мехмаш», к.т.н. — Ю.Н. Гизатуллин

«УТВЕРЖДАЮ»

И.о. ректора ФГБОУ ВО
Курганский государственный
университет, д.т.н.

К.Г. Прокофьев

«17» марта 2017 г.

АКТ о внедрении
результатов диссертационной работы Лихачева Д.С.
«Особенности вибронагруженности и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой»,
представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационного исследования Лихачева Д.С. используются в процессе выполнения НИР, выполняемой по заданию Минобрнауки РФ (проект № 291 «Повышение эффективности управления динамическими процессами», номер госрегистрации в ЕГИСУ НИОКР № 361). Кроме того, результаты работы используются в учебном процессе подготовки инженеров по направлению 230502 «Транспортные средства специального назначения» в Курганском государственном университете. Предложенный подход, алгоритмы решения задач снижения динамической нагруженности используются в лекционной части дисциплин «Динамика машин», «Проектирование транспортных средств специального назначения», «Основы научных исследований и испытания транспортных средств специального назначения», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Ученый секретарь кафедры
гусеничных машин
и прикладной механики, к.т.н., доцент А.В. Юркевич

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора
по науке ФГУП «НАМИ»,
д.т.н., профессор
_____ С.В. Бахмутов
«23» августа _____ 2017 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы Лихачёва Дмитрия Сергеевича
«Особенности вибронагруженности и пути снижения крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой»,
выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук
по специальности 05.05.03 – колесные и гусеничные машины

Комиссия в составе: председателя – и.о. директора центра «Спецавтомобили» д.т.н., с.н.с. А.М. Сайкина, и членов – ведущего эксперта Экспертного совета к.т.н. И.А. Фисенко, инженера-конструктора управления «Системы, узлы и агрегаты» центра «Автомобили и тракторы » к.т.н. А.И. Тараторкина составила настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Д.С. Лихачёва результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

– имитационная модель динамики механической системы «двигатель внутреннего сгорания – электродвигатель – автоматическая коробка передач – транспортное средство», в которой на основе использования методов статистической динамики и спектрального анализа учтены полигармонические возмущения от комбинированной энергоустановки и виброзащитные свойства трансмиссии;

– теоретическое обоснование конструктивных решений по выбору типа гасителя крутильных колебаний, места установки и его упруго-инерционных параметров;

– экспериментальные данные о динамических процессах, протекающих в трансмиссии автомобиля с комбинированной энергоустановкой,

используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при проектировании трансмиссий транспортных средств с комбинированными энергетическими установками.

Председатель комиссии:
д. т. н., с. н. с. _____ А.М. Сайкин

Члены комиссии:
к. т. н. _____ И.А. Фисенко

к. т. н. _____ А.И. Тараторкин