



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 62.235 + 534.013 + 629.3.075

Д.В. БУТУЗОВ

главный специалист¹

E-mail: butuzdv@yandex.ru

М.М. НАГАЙЦЕВ, канд. техн. наук

генеральный директор²

E-mail: info@katem.ru

А.И. ТАРАТОРКИН, д-р техн. наук

старший научный сотрудник³

E-mail: alexandr_tar@mail.ru

¹ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва, Российская Федерация

²ООО «КАТЕ», г. Москва, Российская Федерация

³Институт машиностроения УрО РАН, г. Екатеринбург, Российская Федерация

Поступила в редакцию 09.10.2025.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЕНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ НА КОМФОРТАБЕЛЬНОСТЬ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

В статье рассмотрена проблема возникновения низкочастотных продольных колебаний, снижающих комфортабельность транспортных средств с гибридными трансмиссиями на режиме трогания. Показано, что традиционный анализ, основанный на трибологических свойствах фрикционных пар, не позволяет прогнозировать данное явление. С применением методов модального анализа и математического моделирования в пространстве состояний установлено, что источником колебаний является возбуждение крутильных резонансов в обособленном кинематическом контуре трансмиссии при буксовании стартового фрикциона при совпадении кратных порядков возбуждения относительно частоты скольжения в стартовом фрикционе. В ходе стендовых и натурных испытаний выявлены и количественно оценены ключевые конструктивные факторы, модулирующие момент трения: разнотолщинность фрикционных дисков, отклонение от плоскопараллельного движения поршня и неоднородность геометрических параметров отжимных пружин. На основе результатов исследований разработан комплекс методик контроля и сборки фрикционных элементов, внедрение которого в процесс выходного контроля собранной коробки передач позволило полностью устранить нежелательные колебания.

Ключевые слова: гибридная трансмиссия, фрикционные элементы, крутильные колебания, модуляция момента трения, модальный анализ, комфортабельность

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-2-75-5-14>

Введение. Современный этап развития автомобилестроения характеризуется расширением типологического ряда автоматических транс-

миссий (АТ), в который, помимо традиционных гидромеханических передач, оснащенных планетарной коробкой и гидротрансформатором, до-

бавились бесступенчатые вариаторы, автоматизированные механические коробки передач, а также преселекторные коробки передач с двумя сцеплениями. Особенно перспективным направлением представляется разработка гибридных (электро-механических) силовых передач. Несмотря на конструктивное разнообразие, общепринятым решением для обеспечения трогания с места и изменения режимов работы для большинства указанных типов трансмиссий остаются многодисковые фрикционные муфты. Даже в случае применения силовых установок на электротяге, для оптимизации энергопотребления и вывода электродвигателя в зону максимального коэффициента полезного действия, а также повышения ускорения при разгоне нередко используются редукторы с двумя или тремя передачами, в конструкциях которых также нашли применение фрикционные муфты. Так, компания Porsche в 2019 году сообщила об установке двухступенчатой АТ на спортивный автомобиль Porsche Taycan — первый батарейный электромобиль среди множества машин с одноступенчатым редуктором [1]. Кроме того, несмотря на активное внедрение электрических тяговых приводов в современных электро-механических, электрических и гибридных трансмиссиях, инженеры-разработчики зачастую сохраняют классический алгоритм начала движения. Таким образом, фрикционный элемент продолжает повсеместно использоваться для обеспечения переключения передач, трогания и остановки транспортного средства.

В настоящее время комфортабельность и виброакустические характеристики агрегатов легковых автомобилей являются объектом пристального внимания, выступая ключевым критерием оценки качества потребителями. Это касается не только автомобилей представительского класса, но также транспортных средств общего и специального назначения, сельскохозяйственной и дорожно-строительной техники. Когда размах колебаний момента трансмиссии превышает пороговое значение, величина передающихся на кузов вибраций становится ощутимой для человека. Вредность воздействия вибрации зависит от ее спектра, направления, точки приложения, длительности и индивидуальных особенностей человека. Суммарная качественная оценка субъективных ощущений представляется в виде областей равного восприятия [2, 3]. Согласно санитарным нормам СН 2.2.4/2.1.8.566-96 и исследованиям [4], наиболее негативное влияние оказывают вибрации в диапазоне 2–27 Гц, поскольку резонансные частоты тела человека лежат в этой области.

В ходе разработки гибридной трансмиссии параллельного типа, выполняемой в рамках государственной программы по созданию автомобилей представительского класса, были выявлены колебания, снижающие комфортабельность транспортного средства. Конструкция силового

агрегата и АТ рассматриваемого автомобиля представляет собой двигатель внутреннего сгорания (ДВС), коленчатый вал которого связан с ротором электромашины без использования размыкающих элементов, а ротор электромашины, в свою очередь, связан с входным валом девятиступенчатой планетарной коробки передач, в которой отсутствует гидротрансформатор. Схема трансмиссии объекта исследования приведена на рисунке 1.

Мехатронная система управления и комплекс аппаратно-программных алгоритмических средств исследуемой АТ включает в себя применение шести базовых технологий управления, выделенных Красневским Л.Г. в [5] и минимально необходимых для прецизионного управления современными автоматическими трансмиссиями. Проведенные испытания позволили исключить возможное влияние на появление рассматриваемых колебаний факторов, связанных с несогласованностью систем управления ДВС и трансмиссии и коротко описанных авторами в [6], воздуха в гидrocилиндрах фрикционов, а также широтно-импульсной модуляции сигнала электромагнитного клапана, управляющего давлением фрикциона. При этом в процессе испытаний было установлено, что источником возбуждения низкочастотных колебаний является процесс функционирования фрикционных элементов управления во время буксования.

Анализ литературных источников [7–11] свидетельствует о наличии схожих проявлений продольных колебаний в иных типах автоматических трансмиссий. В частности, аналогичные явления наблюдаются при блокировке гидротрансформатора в гидромеханических трансмиссиях, а также в процессе эксплуатации трансмиссий с двойным сцеплением. Для оценки склонности систем к возникновению указанных колебаний за рубежом применяется стандартизированный тест J2490_202509 SAE No. 2 Friction Test Machine μ PVT Test. В ходе испытаний анализируется динамика изменения коэффициента трения при варьировании скорости проскальзывания в управляющем фрикцион-

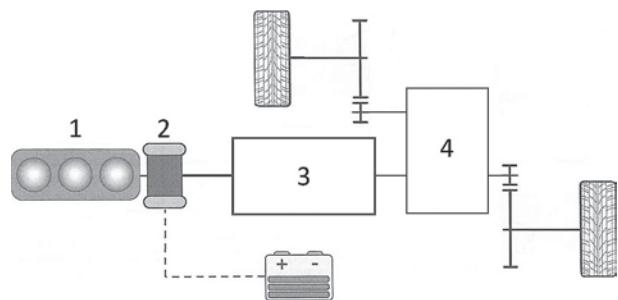


Рисунок 1 — Схема гибридной трансмиссии объекта исследования: 1 — двигатель внутреннего сгорания; 2 — тяговый электродвигатель; 3 — планетарная коробка передач; 4 — раздаточная коробка
Figure 1 — Scheme of the hybrid transmission of the object of study: 1 — internal combustion engine; 2 — traction electric motor; 3 — planetary gearbox; 4 — transfer case

ном элементе в различных условиях. Результатом тестирования является вывод о возрастании или снижении коэффициента трения. Сложившаяся практика предполагает, что повышение коэффициента трения по мере завершения фазы проскальзывания во фрикционном пакете является нежелательным явлением, поскольку потенциально способно инициировать возникновение упомянутых проблем. Тем не менее, как демонстрирует практический опыт и подтверждают проводимые исследования, даже соответствие данному условию не гарантирует отсутствия негативных явлений при эксплуатации фрикционных элементов в составе трансмиссионного агрегата [12–14]. Проведенный анализ указанной зависимости коэффициента трения фрикционного пакета исследуемой трансмиссии не выявил однозначной предпосылки к возникновению неустойчивости в системе. Работа по оценке возможности возникновения автоколебательных процессов еще ведется авторами настоящего исследования. Однако при проведении исследований, описанных в настоящей работе, были обнаружены особенности функционирования фрикционных элементов, требующие выполнения исследований, направленных на поиск других причин, вызывающих нежелательные продольные колебания. Таким образом, *цель исследования* состоит в идентификации причин возникновения и разработке методов устранения нежелательных продольных колебаний в гибридной трансмиссии на режиме трогания, которые не объясняются традиционными трибологическими моделями.

Материалы и методы. Для углубленного анализа обнаруженного явления был разработан комплекс испытаний, в рамках которого исследовалось изолированное влияние ряда ключевых факторов, гипотетически обуславливающих возникновение проблемы. К контролируемым параметрам относились: состояние трансмиссии (включенная передача или режим пробуксовки), выбор начальной передачи, тип привода (полный или задний), а также применяемый алгоритм управления стартовым фрикционом. Воспроизведение условий, соответствующих жалобам потребителей, осуществлялось на транспортном средстве категории М1 на горизонтальном асфальтобетонном покрытии и на подъеме.

При проведении испытаний фиксируются ощутимые продольные колебания автомобиля во время начала движения при буксовании стартового пакета на первой, второй передачах и на передаче заднего хода (рисунок 2).

Результаты экспериментальных исследований показали, что возникновение колебаний субъективно характеризуется превышением порогового значения продольного ускорения транспортного средства в диапазоне 0,030–0,040 м/с² при одновременной регистрации колебательного процесса

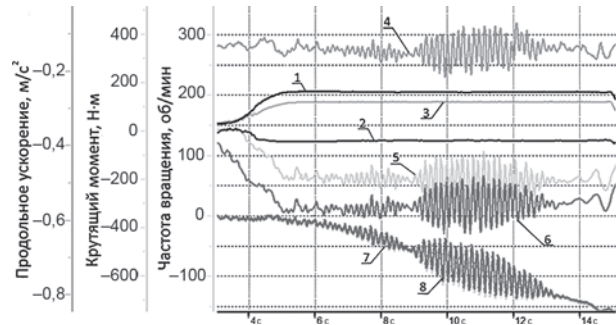


Рисунок 2 — Экспериментальное воспроизведение рассматриваемого явления при трогании на задней передаче: 1 — момент теплового двигателя; 2 — момент электромашин; 3 — суммарный момент силовой установки; 4 — продольное ускорение кузова; 5 — момент на заднем приводном валу; 6 — момент на переднем приводном валу; 7 — скорость вращения переднего приводного вала; 8 — скорость вращения заднего приводного вала

Figure 2 — Experimental reproduction of the phenomenon under consideration when launching in reverse gear: 1 — torque of the heat engine; 2 — torque of the electric machine; 3 — total torque of the power unit; 4 — longitudinal acceleration of the body; 5 — torque on the rear drive shaft; 6 — torque on the front drive shaft; 7 — rotation speed of the front drive shaft; 8 — rotation speed of the rear drive shaft

с частотой 4–5 Гц для включенного только заднего привода и 6–7 Гц при трогании на полном приводе.

Анализ результатов испытаний по SAE J2490, выполненных разработчиком фрикционного материала, показал низкую склонность к возбуждению фрикционных автоколебаний. Такой результат свидетельствует о том, что причина неустойчивости лежит не только в трибологических свойствах фрикционной пары, но и в динамическом взаимодействии элемента с остальными подсистемами агрегата. Во второй половине настоящей статьи приведены выявленные источники, вызывающие модуляцию момента трения при буксовании.

Наблюдаемая корреляция между исследуемыми продольными колебаниями автомобиля, колебаниями крутящего момента на карданных валах и зависимостями от состояния привода силового агрегата свидетельствует о наличии причинно-следственной связи. Данный комплекс признаков позволяет локализовать источник проблемы и идентифицировать его как крутильные колебания в контуре трансмиссии. В связи с этим, на основе общепринятого подхода к анализу собственных частот и форм крутильных колебаний в трансмиссии, была составлена математическая модель для анализа модальных свойств.

Математическая модель системы разработана в одном из современных программных продуктов [15, 16]. Моделирование динамики системы основано на применении метода пространства состояний и преобразовании Лапласа [17]. Инерционные параметры (моменты инерции маховика, вращающихся элементов коробки передач и других агрегатов трансмиссии) и жесткостные характеристики (гаситель крутильных колебаний, жесткость карданных валов, полуосей, шин)

компонентов трансмиссии были параметризованы в соответствии с реальным объектом. В окрестности рабочей точки (для заданной передачи) модель линеаризуется, формируя матрицы состояния A , B , C , D . Динамика системы с N степенями свободы, представленной в виде цепочки инерционных и упругих элементов, описывается системой дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = A \cdot x + B \cdot u, \\ y = C \cdot x + D \cdot u, \end{cases}$$

где x — вектор состояния системы, объединяющий угловые перемещения и скорости инерционных элементов; u — вектор внешних воздействий (входной момент двигателя, момент сопротивления на колесах); y — вектор выходных наблюдаемых параметров (моменты в валах, угловые ускорения); A — матрица состояния, определяющая динамические свойства системы; B — матрица управления; C , D — матрицы наблюдения и воздействия.

Собственные частоты и формы колебаний системы определяются решением проблемы собственных значений для матрицы A :

$$\det(A - \lambda_i I) = 0,$$

где собственные значения $\lambda_i = \sigma_i \pm j \cdot \omega_i$ содержат информацию о собственных частотах колебаний ω_i и их демпфировании σ_i .

Анализ модальных свойств и верификация модели. Комбинация методов пространства состояний и частотного анализа на основе разработанной модели предоставляет полную характеристику модальных свойств трансмиссии, что является ключевым для выявления и устранения причин возникновения нежелательных колебаний.

Графическое представление математической модели изображено на рисунке 3. Результаты мо-

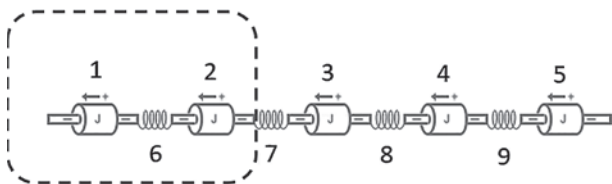


Рисунок 3 — Математическая модель для модального анализа трансмиссионной системы: пятимассовая при замкнутой передаче; двухмассовая при разомкнутой передаче (выделено штриховой линией): сосредоточенные массы: 1 — автомобиль; 2 — выходной части коробки передач и раздаточной коробки; 3 — входной части коробки передач; 4 — ротора электромашин; 5 — маховика двигателя; связанные между собой упругими элементами: 6 — приводных валов и шин; 7 — внутреннего звена коробки передач; 8 — входного вала коробки передач; 9 — гасителя крутильных колебаний

Figure 3 — Mathematical model for modal analysis of a transmission system: five-mass in closed gear; two-mass in open gear (highlighted by dashed line): concentrated masses: 1 — car; 2 — output part of the gearbox and transfer case; 3 — input part of the gearbox; 4 — rotor of the electric machine; 5 — flywheel of the engine; interconnected by elastic elements: 6 — drive shafts and tires; 7 — inner link of the gearbox; 8 — input shaft of the gearbox; 9 — torsional vibration dampener

делирования представляется возможным визуализировать. К примеру, на рисунке 4 приводятся визуализации одноузловой и двухузловой форм колебаний для рассматриваемой трансмиссионной системы. Высота столбцов характеризует вклад сосредоточенных элементов трансмиссии в форму колебаний. Соответственно, чем выше столбец, тем выше его вклад. В таблице приведены полученные значения собственных частот системы для каждой передачи.

Анализ полученных результатов вычислений показывает, что ожидаемые значения собственных частот, характеризующие одноузловую форму колебаний, не соответствуют полученным в ходе эксперимента значениям. Однако рассматриваемые колебания происходят только во время трогания, когда передача еще не замкнута. Поэтому для повышения точности моделирования было предложено рассматривать кинематическое состояние трансмиссии, соответствующее началу движения, когда фрикционный элемент, осуществляющий синхронизацию (буксование), разделяет систему на две динамически независимые части. Данное состояние проиллюстрировано на кинематической схеме (рисунок 5). В исследуемой гибридной трансмиссии с планетарной коробкой передач

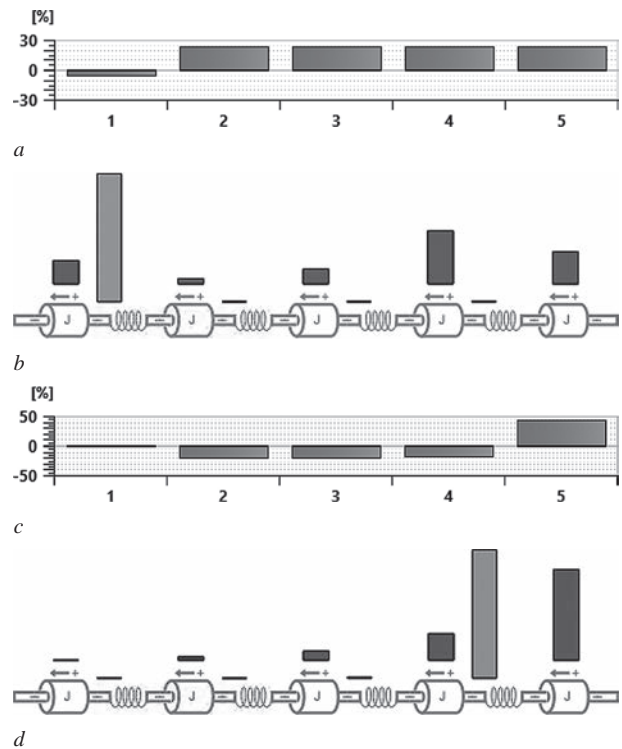


Рисунок 4 — Пример полученных форм колебаний системы: a — одноузловая форма; b , d — вклад элементов в формирование; c — двухузловая форма; сосредоточенные массы: 1 — автомобиль; 2 — выходной части коробки передач и раздаточной коробки; 3 — входной части коробки передач; 4 — ротора электромашин; 5 — маховика двигателя

Figure 4 — Example of the obtained oscillation forms of the system: a — single-node shape; b , d — contribution of elements to the formation; c — two-node shape; concentrated masses: 1 — car; 2 — output part of the gearbox and transfer case; 3 — input part of the gearbox; 4 — rotor of the electric machine; 5 — flywheel of the engine

Таблица — Значения собственных частот трансмиссионной системы
Table — Values of natural frequencies of the transmission system

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	R
f_1	1,62	2,43	3,78	4,88	5,52	5,44	6,56	7,00	7,22	1,56
f_2	22,0	20,0	20,9	20,6	20,0	19,0	19,2	18,7	18,6	21,4
f_3	85,0	62,0	68,0	56,0	57,3	53,2	52,0	44,0	50,0	81,0
f_4	524	475	331	188	263	282	249	182	278	434

трогание обеспечивается одновременной работой нескольких фрикционных элементов: для первой и задней передач элементы управления T4 и T5 замыкаются полностью, в то время как элемент T2 (для переднего хода) или M3 (для заднего хода) находится в режиме пробуксовки, обеспечивая синхронизацию. Это означает, что группа элементов, кинематически связанных с выходным валом (водило сателлитов 8, солнечные шестерни 6 и 7, водило сателлитов 3), оказывается динамически обособленной от маховика и ротора электродвигателя на этапе начала движения. С учетом данной особенности была разработана упрощенная двухмассовая модель, предусматривающая приведенный момент инерции указанной группы элементов и жесткость последующих участков трансмиссии. Расчет собственной частоты для данной модели показал значение 7,22 Гц, которое демонстрирует высокую степень соответствия с частотой, зафиксированной в ходе экспериментального воспроизведения колебаний 6,5–7 Гц для случая полного привода. Данное согласование результатов подтверждает гипотезу о том, что источником нежелательных колебаний является возбуждение крутильных колебаний в обособленном участке трансмиссии на режиме трогания.

Результаты. Выявление источников модуляции момента трения. Для дальнейшего изу-

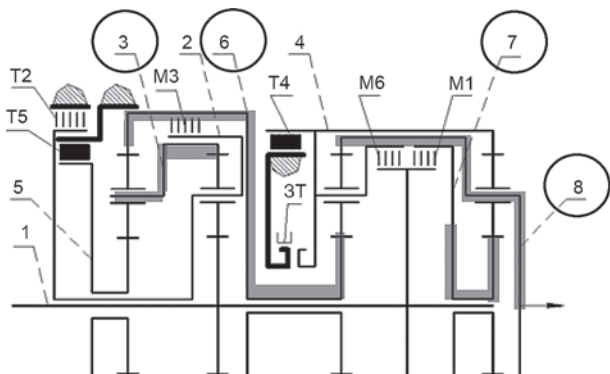


Рисунок 5 — Кинематическая схема коробки передач электромеханической трансмиссии при трогании:

T4, T5 — замкнутые элементы управления; 3T, M1,

M6 — выключенные элементы управления; T2,

M3 — стартовые фрикционы; 1–8 — звенья планетарного

механизма; 3, 6–8 — связанные с выходным валом звенья

Figure 5 — Kinematic diagram of the electromechanical transmission gearbox when launching: T4, T5 — closed controls; 3T, M1, M6 — off controls; T2, M3 — starting clutches; 1–8 — links of the planetary mechanism;

3, 6–8 — links connected to the output shaft

чения природы явления был проведен анализ спектрограммы изменения крутящего момента в процессе трогания транспортного средства. Сопоставление с частотой скольжения в парах трения элемента управления позволило выдвинуть гипотезу о том, что возбуждение нежелательных колебаний связано с модуляцией момента трения. На рисунке 6 представлена спектрограмма, на которой идентифицированы частота скольжения и ее гармоники (порядки 2–4). Наблюдается, что в моменты пересечения этих гармоник с собственной частотой системы (~7 Гц) происходит резонансное усиление амплитуды колебаний, что соответствует субъективным ощущениям пассажиров. На основании данного наблюдения был выполнен анализ конструктивных особенностей элемента управления, которые могут формировать модуляцию момента трения и, как следствие, генерацию периодического возбуждающего воздействия.

Для оценки уровня возмущения, порождаемого конструктивными элементами фрикциона, была разработана процедура стендовых испытаний. Испытания проводятся на коробке передач, установленной на одномоторном трансмиссионном стенде. Приводной вал стенда соединяется с ведущим валом коробки передач. Осуществляется подключение системы измерения и системы управления коробкой передач. Экспериментальная процедура предполагает циклическое замыкание исследуемого фрикционного элемента с дискретным увеличением запрашиваемого давления. Испытания проводятся до достижения в элементе управления крутящего момента, соответствующего моменту при трогании автомобиля. Регистрация момен-

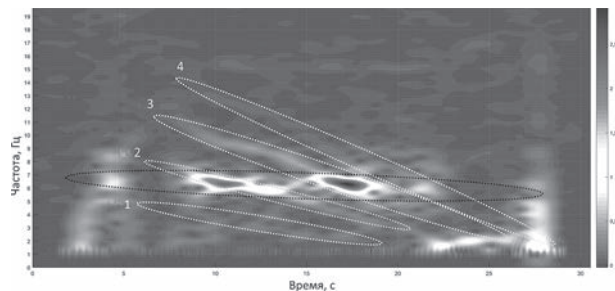


Рисунок 6 — Спектрограмма крутящего момента на карданном валу: 1 — частота скольжения во фрикционе; 2–4 — кратные порядки частоты возбуждения

Figure 6 — Torque spectrogram on the driveshaft: 1 — sliding frequency in the clutch; 2–4 — multiple orders of magnitude of the excitation frequency

та трения осуществляется посредством датчика крутящего момента на входном валу коробки передач. Для анализа периодического возмущения применяется спектральный анализ на основе быстрого преобразования Фурье (рисунок 7). В ходе испытаний с последующей установкой коробки передач в автомобиль были определены граничные значения амплитуд колебаний момента трения, приводящие к нежелательным продольным колебаниям автомобиля. Впоследствии разработанная методика была апробирована и внедрена в программу прямо-сдаточных испытаний коробок передач в рамках выходного контроля, что позволило исключить возникновение резонансных явлений при эксплуатации автомобиля. Следует отметить, что для получения наиболее качественных показателей метода необходимо, чтобы разработанной процедуре предшествовал процесс многократного предварительного включения элемента управления. Это позволяет деталям элемента управления найти положение равновесия, пропитывает фрикционные накладки маслом и очищает от слабосвязанных частиц на

фрикционных накладках, что впоследствии позволяет получать более предсказуемую и стабильную работу элемента управления не только при оценке периодического момента, но и в процессе эксплуатации.

На основе проведенных стендовых испытаний и контроля сборки компонентов управления была установлена корреляционная зависимость между разностью толщины в сопрягаемых парах трения и уровнем возбуждаемых колебаний момента трения во фрикционном элементе. В результате экспериментальных исследований определены

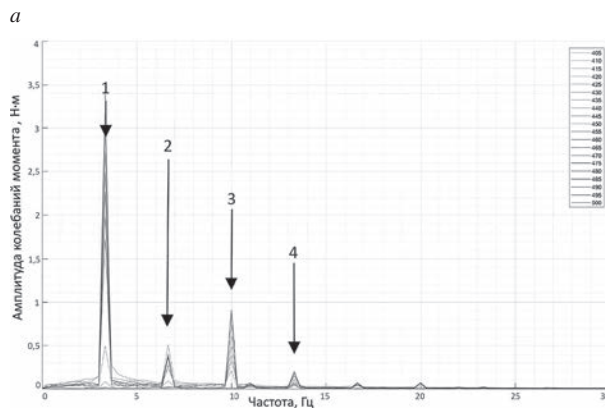
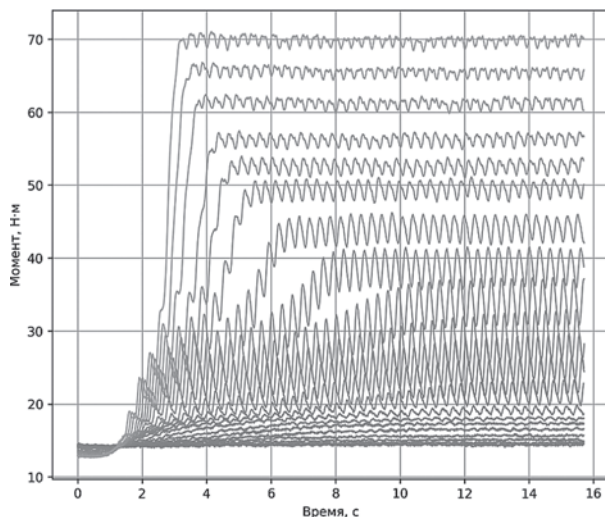
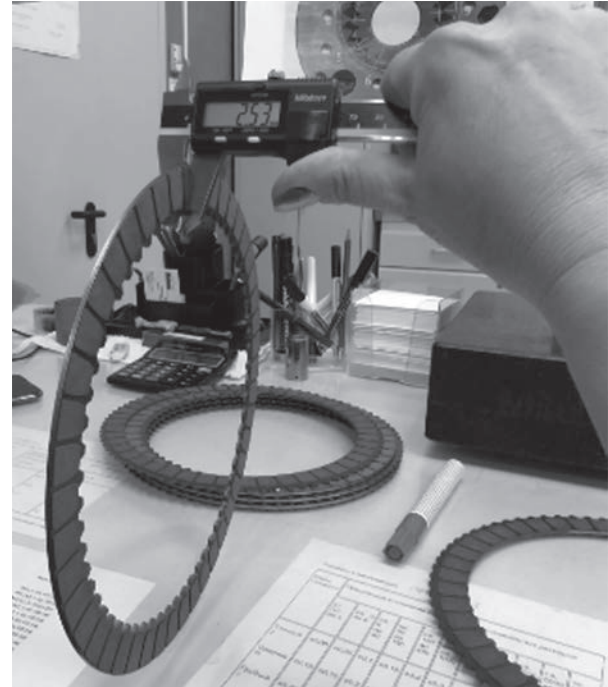
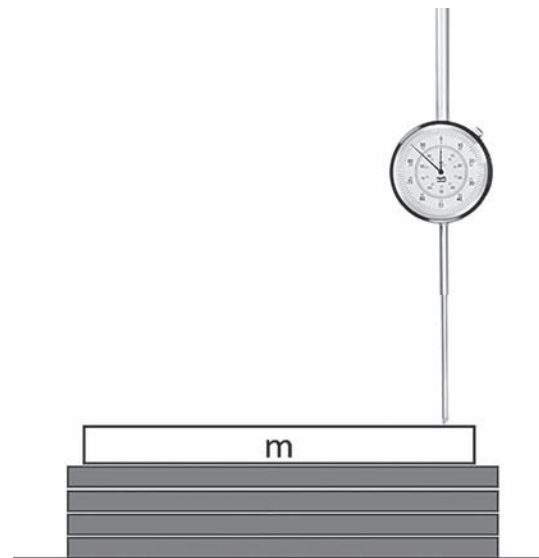


Рисунок 7 — Измерение момента на входном валу (а) и спектральная плотность процесса (b): 1 — частота скольжения во фрикционе; 2–4 — кратные порядки частоты возбуждения
Figure 7 — Measurement of the torque of the input shaft (a) and the spectral density of the process (b): 1 — sliding frequency in the clutch; 2–4 — multiple orders of the excitation frequency



a

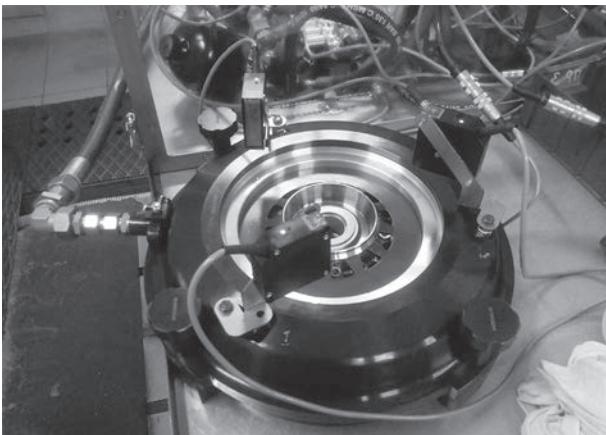


b

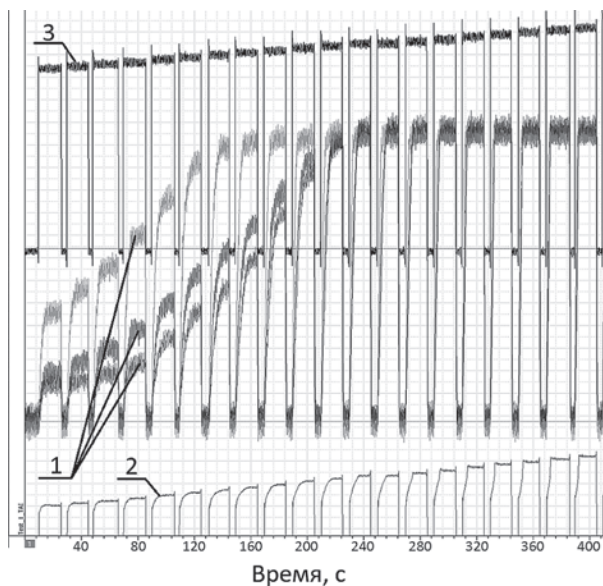
Рисунок 8 — Фотография измерения толщины диска (а) и схема измерения суммарного отклонения толщины полупакетов фрикционных дисков (b)
Figure 8 — Photo of the disc thickness measurement (a) and a diagram of the measurement of the total deviation of the thickness of the half-packs of friction discs (b)

критические допуски на отклонение толщины буксующих половин пакетов дисков. Разработан метод измерения дисков трения и регламент их сборки в элементы управления. Метод измерения состоит из двух этапов: определения наибольшей толщины каждого фрикционного диска в пакете и измерения параллельности пакета дисков:

- расположить диск между измерительными поверхностями штангенциркуля, обеспечивая усилие зажима, достаточное для удержания диска под собственным весом без деформации (рисунок 8);
- выполнить серию измерений толщины по периметру диска;
- зафиксировать максимальное значение толщины для каждого диска с нанесением маркировки в соответствующем месте;



a



b

Рисунок 9 — Экспериментальное исследование перемещения поршня гидроцилиндра: *a* — фотография испытательной установки; *b* — результаты измерений перемещения поршня:

1 — показания датчиков перемещения; 2 — запрос тока управляющего клапана; 3 — давление в гидроцилиндре

Figure 9 — Experimental study of the displacement of the piston of a hydraulic cylinder: *a* — photo of the test unit; *b* — measurement results of the displacement of the piston: 1 — readings of the displacement sensors; 2 — current request of the control valve; 3 — pressure in the hydraulic cylinder

- монтаж фрикционных дисков производить с равномерным угловым распределением точек максимальной толщины: 72° для фрикционов с 10 парами трения; 90° для фрикционов с 8 парами трения; 120° для фрикционов с 6 парами трения.

В ходе исследований выявлен фактор, оказывающий существенное влияние на формирование периодической составляющей момента трения — неравномерное перемещение поршня при выборе рабочего зазора. Стендовые испытания с использованием специализированной оснастки (рисунок 9) продемонстрировали отклонение от плоскопараллельного движения поршня при его перемещении из выключенного положения к фрикционному пакету. Экспериментальная установка включала гидравлический контур с насосной станцией, лазерные датчики перемещения, комплект контролируемых компонентов: гидроцилиндр, отжимную пружину, упор пружины и поршень. Анализ показал, что одним из ключевых факторов, обуславливающих перекося поршня, является отклонение формы опорных поверхностей для отжимной пружины. Неидеальная геометрия контактных зон приводит к асимметричному распределению усилия отжимной пружины и локальному контакту с фрикционным пакетом вместо полного окружного прилегания. Полученные результаты противоречат рекомендациям некоторых источников [18], предлагающих применение сложных форм для снижения гистерезиса. Как показали эксперименты, такие конструктивные решения могут вызывать модуляцию момента трения.

В результате проведенных исследований идентифицирован дополнительный конструктивный фактор, оказывающий значимое влияние на формирование периодической составляющей момента трения — отклонение высоты лепестков отжимной пружины от номинальных значений. Экспериментально установлена корреляционная зависимость между вариацией высоты лепестков и амплитудой колебаний крутящего момента. Превышение допуска более $0,2$ мм приводит к существенному росту амплитуды колебаний момента, способных привести к возникновению ощутимых продольных колебаний транспортного средства.

Заключение. В результате проведенного комплексного исследования установлены основные причины возникновения низкочастотных продольных колебаний в гибридной трансмиссии на режиме трогания и разработаны эффективные методы их устранения.

Полученные результаты имеют важное практическое значение для разработки перспективных трансмиссий гибридных и электрических транспортных средств, обеспечивая повышение комфортабельности без существенного изменения конструктивной схемы агрегатов.

Выводы. 1. Установлено, что причина возникновения низкочастотных ($4-7$ Гц) продольных

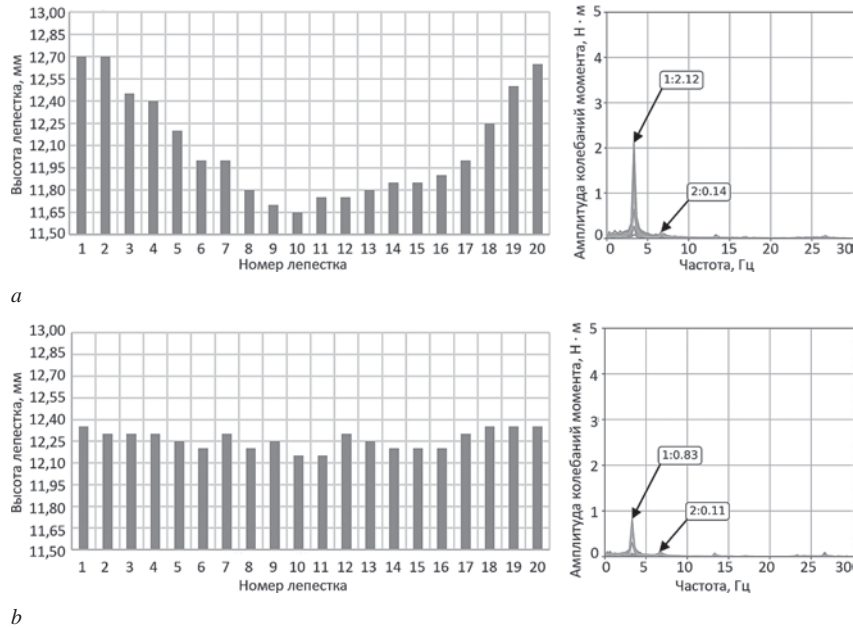


Рисунок 10 — Влияние отклонения высоты лепестков отжимной пружины на периодический характер момента трения:

a — отклонение 1,05 мм; *b* — отклонение 0,20 мм

Figure 10 — Effect of the release spring petals' height deviation on the periodic nature of the friction moment:

a — deviation of 1.05 mm; *b* — deviation of 0.20 mm

колебаний гибридной трансмиссии на режиме трогания может заключаться не только в трибологических свойствах фрикционной пары, но и в возбуждении крутильных колебаний обособленного кинематического контура трансмиссии, формируемого при буксовании стартового фрикционного элемента.

2. На основе модального анализа с использованием математической модели в пространстве состояний показано, что традиционный подход к расчету собственных частот для полностью замкнутой трансмиссии является неподходящим для режима трогания. Предложенная двухмассовая модель обособленного контура показала высокую сходимость (7,22 Гц) с экспериментальными данными.

3. Методами спектрального анализа подтверждено, что ключевым механизмом возбуждения колебаний является модуляция момента трения, вызванная периодическим воздействием с частотой скольжения фрикциона и ее гармониками, которые входят в резонанс с собственной частотой системы.

4. Экспериментально идентифицированы и количественно оценены ключевые конструктивные факторы, вносящие вклад в модуляцию момента трения: большой перепад толщины полупакетов фрикционных элементов управления, который может возникнуть при сборке, и отклонение от плоскопараллельного движения поршня гидроцилиндра вследствие перекоса отжимной пружины относительно опорных поверхностей и неравномерности высоты лепестков отжимной пружины.

5. Разработан и внедрен в процесс выходного контроля комплекс методик, включающий подбор

дисков по толщине с угловым согласованием, контроль параллельности пакета и требования к геометрии опорных поверхностей и допуску высоты тарельчатых пружин. Внедрение методик позволило устранить возникновение нежелательных колебаний на этапе приемо-сдаточных испытаний.

Список литературы

1. Красневский, Л.Г. О технических требованиях к мехатронным системам управления автоматическими трансмиссиями батарейных электромобилей / Л.Г. Красневский, С.Н. Поддубко, А.В. Белевич // Механика машин, механизмов и материалов. — 2023. — № 3(64). — С. 5–16. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-3-64-5-16>.
2. Мухиддинзода, К.Дж. Экспериментальные исследования упругих характеристик системы подвески сиденья оператора промышленного трактора / К.Дж. Мухиддинзода // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сб. науч. тр.: в 2 т. / Бел. нац. техн. ун-т; редкол.: Т.В. Матюшинец (отв. ред.) [и др.]. — Мн., 2023. — Т. 1. — С. 240–244.
3. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина, В.Н. Бондарь [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — Т. 83, № 8. — С. 14–18. — DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-66188>.
4. Вибрации в технике: справ.: в 6 т. / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) [и др.]. — М.: Машиностроение, 1995. — Т. 6: Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. — 456 с.
5. Красневский, Л.Г. Об основах теории и техники управления автоматическими трансмиссиями автомобилей с тепловыми и электрическими силовыми установками / Л.Г. Красневский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Мн., 2024. — Вып. 13. — С. 61–72.
6. Бутузов, Д.В. К вопросу комфортабельности современных транспортных средств / Д.В. Бутузов, А.И. Таратокин // Материалы докл. междунар. автомобильного науч. форума «Научно-техническое развитие автомобильной промышленности Российской Федерации», Москва, 16–17 окт. 2024 г. / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»; редкол.: Ю.Г. Тер-Мкртчян [и др.]. — М., 2024. — С. 43–48.

7. Anti-shudder property of automatic transmission fluids - a study by the International Lubricants Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF Subcommittee: 2000-01-1870 / Y. Murakami, J.L. Linden, J.E. Flaherty [et al.] // SAE Technical Paper. — 2000. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-1870>.
8. Zhang, J. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions / J. Zhang, B. Ma, M. Zehn // International Journal of Vehicle Noise and Vibration. — 2010. — Vol. 6, no. 2–4. — P. 176–199. — DOI: <https://doi.org/10.1504/IJNV.2010.036685>.
9. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems / A. Crowther, N. Zhang, D.K. Liu, J.K. Jeyakumaran // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. — 2004. — Vol. 218, iss. 12. — DOI: <https://doi.org/10.1243/0954407042707731>.
10. Maucher, P. Clutch chatter / P. Maucher // Proc. 4th Intern. Symp. on Torsional Vibrations in the Drivetrain, Baden-Baden, 20 Apr. 1990. — Baden-Baden, 1990. — Vol. 4. — P. 109–124.
11. Reik, W. Torsional vibrations in the drive train of motor vehicles / W. Reik // Proc. 4th Intern. Symp. on Torsional Vibrations in the Drivetrain, Baden-Baden, 20 Apr. 1990. — Baden-Baden, 1990. — P. 5–28.
12. Трение, изнашивание и смазка: справ. в 2 кн. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алишина. — М.: Машиностроение, 1978. — Кн. 1. — 400 с.
13. Прокопьев, М.В. Метод оценки фрикционных автоколебаний в трансмиссии при трогании легкового автомобиля: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Прокопьев Максим Владимирович; Тольятт. гос. ун-т. — Тольятти, 2002. — 137 с.
14. Сергиенко, В.П. Вибрация и шум в нестационарных процессах трения / В.П. Сергиенко, С.Н. Бухаров. — Мн.: Бел. наука, 2012. — 348 с.
15. Genç, M.O. Modelling and vibration analysis of powertrain system / M.O. Genç, B. Budak, N. Kaya // International Journal of Automotive Science And Technology. — Vol. 2, iss. 1. — P. 17–25. — DOI: <https://doi.org/10.30939/ijastech.345094>.
16. Genç, M.O. Vibration damping optimization using simulated annealing algorithm for vehicle powertrain system / M.O. Genç, N. Kaya // Engineering, Technology & Applied Science Research. — 2020. — Vol. 10, no. 1. — P. 5164–5167. — DOI: <https://doi.org/10.48084/etasr.3242>.
17. Аверченков, В.И. Основы математического моделирования технических систем: учеб. пособие / В.И. Аверченков, В.П. Федоров, М.Л. Хейфец. — 4-е изд., стер. — М.: ФЛИНТА, 2021. — 272 с.
18. Optimum design of return and cushion springs for automatic transmission clutches: 2001-01-0870 / A. Hagerodt, F. Küçükay, D.H. Park [et al.] // SAE Technical Paper. — 2001. — DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0870>.

BUTUZOV Dmitry V.

Senior Specialist¹

E-mail: butuzdv@yandex.ru

NAGAYTSEV Maxim M., Ph. D. in Eng.

CEO²

E-mail: info@katem.ru

TARATORIGIN Alexander I., D. Sc. in Eng.

Chief Researcher³

E-mail: alexandr_tar@mail.ru

¹FSUE “NAMI”, Moscow, Russian Federation

²KATE LLC, Moscow, Russian Federation

³Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, Yekaterinburg, Russian Federation

Received October 9, 2025.

THE INFLUENCE OF GEOMETRIC FEATURES OF FRICTION CONTROL ELEMENTS IN PLANETARY GEARBOXES ON VEHICLE COMFORT DURING TRANSIENT PROCESSES

This article addresses the issue of low-frequency longitudinal oscillations that reduce the comfort of vehicles with hybrid transmissions during launch conditions. It is demonstrated that traditional analysis based on the tribological properties of friction pairs does not allow for the prediction of this phenomenon. Using methods of modal analysis and state-space mathematical modeling, it was established that the source of the oscillations is the excitation of torsional resonances in an isolated kinematic circuit of the transmission during the slippage of the starting clutch. This occurs when multiple orders of excitation coincide with the slip frequency in the starting clutch. During bench and road tests, the key design factors modulating the friction torque were identified and quantitatively assessed: variation in friction disc thickness, deviation from the piston's plane-parallel motion, and non-uniformity in the geometric parameters of the return springs. Based on the research results, a set of methods was developed for controlling and assembling friction elements. The implementation of this complex into the final gearbox assembly inspection process has completely eliminated the undesirable oscillations.

Keywords: *hybrid transmission, friction elements, torsional vibrations, modulation of the friction moment, modal analysis, ride comfort*

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-2-75-5-14>

References

1. Krasnevskiy L.G., Poddubko S.N., Belevich A.V. O tekhnicheskikh trebovaniyakh k mekhatronnym sistemam upravleniya avtomaticheskimi transmissiyami batareynykh elektromobiley [On specifications for mechatronic control systems for automatic transmissions of battery electric vehicles]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2023, no. 3(64), pp. 5–16. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-3-64-5-16> (in Russ.).
2. Mukhiddinzoda K.D. Eksperimentalnaya issledovaniya uprugikh kharakteristik sistemy podveski sidnya operatora promshlennogo traktora [Experimental study of the elastic characteristics of the suspension system of the seat of the industrial tractor operator]. *Avtotraktorostroenie i avtomobilnyy transport*, 2023, vol. 1, pp. 240–244 (in Russ.).
3. Berezin I.Ya., et al. Modelirovanie protsessa formirovaniya vibratsionnogo nagruzheniya rabocheho mesta operatora promyshlennogo traktora [Simulation of the formation of vibration loading of operator workplace of industrial tractor]. *Tractors and agricultural machinery*, 2016, vol. 83, no. 8, pp. 14–18. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-66188> (in Russ.).
4. Frolov K.V. *Vibratsii v tekhnike. T. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in machinery. Vol. 6. Vibration and shock protection]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 456 p. (in Russ.).
5. Krasnevskiy L.G. Ob osnovakh teorii i tekhniki upravleniya avtomaticheskimi transmissiyami avtomobiley s teplovymi i elektricheskimi silovymi ustanovkami [On the fundamentals of the theory and technique of controlling automatic transmissions of vehicles with thermal and electric power units]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2024, iss. 13, pp. 61–72 (in Russ.).
6. Butuzov D.V., Taratorkin A.I. K voprosu komfortabelnosti sovremennykh transportnykh sredstv [On the issue of comfort of modern vehicles]. *Materialy dokladov Mezhdunarodnogo avtomobilnogo nauchnogo foruma "Nauchno-tekhnicheskoe razvitie avtomobilnoy promyshlennosti Rossiyskoy Federatsii"* [Proc. international automotive scientific forum "Scientific and technical development of the automotive industry of the Russian Federation"]. Moscow, 2024, pp. 43–48 (in Russ.).
7. Murakami Y., et al. *Anti-shudder property of automatic transmission fluids - a study by the International Lubricants Standardization and Approval Committee (ILSAC) ATF Subcommittee*. SAE Technical Paper, no. 2000-01-1870, 2000. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-1870>.
8. Zhang J., Ma B., Zehn M. Study on clutch engagement judder during launch process for dual clutch transmissions. *International journal of vehicle noise and vibration*, 2010, vol. 6, no. 2–4, pp. 176–199. DOI: <https://doi.org/10.1504/IJVNV.2010.036685>.
9. Crowther A., Zhang N., Liu D.K., Jeyakumar J.K. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: journal of automobile engineering*, 2004, vol. 218, iss. 12. DOI: <https://doi.org/10.1243/0954407042707731>.
10. Maucher P. Clutch chatter. *Proc. 4th international symposium on torsional vibrations in the drivetrain*. Baden-Baden, 1990, vol. 4, pp. 109–124.
11. Reik W. Torsional vibrations in the drive train of motor vehicles. *Proc. 4th international symposium on torsional vibrations in the drivetrain*. Baden-Baden, 1990, pp. 5–28.
12. *Trenie, iznashivanie i smazka. Kn. 1* [Friction, wear, and lubrication. Book 1]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 400 p. (in Russ.).
13. Prokopev M.V. *Metod otsenki friktsionnykh avtokolebaniy v transmissii pri troganii legkovogo avtomobilya*. Diss. kand. tekhn. nauk [A method for evaluating frictional self-oscillations in the transmission when starting a passenger car. Ph. D. Thesis]. Tolyatti, 2002. 137 p. (in Russ.).
14. Sergienko V.P., Bukharov S.N. *Vibratsiya i shum v nestatsionarnykh protsessakh treniya* [Vibration and noise in nonstationary friction processes]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2012. 348 p. (in Russ.).
15. Genç M.O., Budak B., Kaya N. Modelling and vibration analysis of powertrain system. *International journal of automotive science and technology*, 2018, vol. 2, iss. 1, pp. 17–25. DOI: <https://doi.org/10.30939/ijastech..345094>.
16. Genç M.O., Kaya N. Vibration damping optimization using simulated annealing algorithm for vehicle powertrain system. *Engineering, technology & applied science research*, 2020, vol. 10, no. 1, pp. 5164–5167. DOI: <https://doi.org/10.48084/etasr.3242>.
17. Averchenkov V.I., Fedorov V.P., Kheifets M.L. *Osnovy matematicheskogo modelirovaniya tekhnicheskikh sistem* [Fundamentals of mathematical modeling of technical systems]. Moscow, FLINTA Publ., 2021. 271 p. (in Russ.).
18. Hagerodt A., et al. *Optimum design of return and cushion springs for automatic transmission clutches*. SAE Technical Paper, no. 2001-01-0870, 2001. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0870>.