

**ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ РЕГИОН**

**BULLETIN OF HIGHER EDUCATIONAL INSTITUTIONS.
NORTH CAUCASUS REGION**

DOI: 10.17213/1560-3644-2023-1

*Свидетельство о регистрации
ПИ № ФС 77 – 77224 от 25.11.2019,
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий
и массовых коммуникаций
Научный журнал
Издается с 1973 г.
Периодичность серии 4 номера в год
№ 1 (217), 2023 г.*

*Registration certificate
PI No. FS 77 – 77224 dated 25/11/2019,
issued Federal Service for Supervision
of Communications, Information Technology
and Mass Media
Science journal
Was founded in 1973.
Period is 4 numbers per a year
No. 1 (217), 2023*

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

TECHNICAL SCIENCES

СО Д Е Р Ж А Н И Е

C O N T E N T S

**КОМПЬЮТЕРНЫЕ НАУКИ
И ИНФОРМАТИКА**

**COMPUTER SCIENCES
AND INFORMATICS**

Кобак В.Г., Рязанов А.А. Исследование различных мутаций при решении задачи коммивояжера модифицированной моделью Голдберга 5

Kobak V.G., Ryazanov A.A. Investigation of the Various Mutations in the Solution of the Traveling Salesman Problem by the Modified Goldberg Model .. 5

Курейчик В.В., Родзин С.И. Модель коллаборативного поведения роя саранчи для оптимизации многомерных мультиэкстремальных функций 10

Kureychik V.V., Rodzin S.I. A Model of Collaborative Behavior of a Swarm of Locusts for Optimization Problem of Multidimensional Multiextremal Functions 10

Каракулина Е.О., Тугов В.В. Математическое моделирование процесса теплообмена в многослойной композитной конструкции на этапе предварительного разогрева 17

Karakulina E.O., Tugov V.V. Mathematical Modeling of the Heat Transfer Process in a Multilayer Composite Structure at the Preheating Stage..... 17

**ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ**

**INFORMATION TECHNOLOGIES
AND TELECOMMUNICATIONS**

Кулиев Э.В., Кравченко Ю.А., Запорожец Д.Ю., Семенова М.М. Анализ рисков ливней и наводнений с помощью гибридного алгоритма PSO-SVR 23

Kuliev E.V., Kravchenko Yu.A., Zaporozhets D.Yu., Semenova M.M. Rain and Flood Risk Analysis Using the PSO-SVR hybrid Algorithm 23

Куций Д.Н., Чеха А.М. Технология создания фоновых изображений из повторяющихся рисунков.. 30

Kushchiy D.N., Chekha A.M. Technology of Creating Background Images from Repeated Patterns..... 30

МАШИНОСТРОЕНИЕ

MACHINE BUILDING

Шаповалов В.В., Озябкин А.Л., Коваленко О.И. Инновационные технологии разработки и мониторинга автоматических коробок переключения передач 36

Shapovalov V.V., Ozyabkin A.L., Kovalenko O.I. Innovative Technologies for the Development and Monitoring of Automatic Gearboxes 36

МАШИНОСТРОЕНИЕ

MACHINE BUILDING

Научная статья

УДК 504.064.36; 681.587.2; 629.01 + 06

doi: 10.17213/1560-3644-2023-1-36-42

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ РАЗРАБОТКИ И МОНИТОРИНГА АВТОМАТИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин[✉], О.И. Коваленко

Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация. Разработана конструкция автоматической коробки переключения передач и электронно-электромагнитное управление обгонной муфты-шестерни. Представлены теоретическое обоснование работы муфты и результаты стендовых испытаний с применением методов динамического мониторинга и трибоспектральной идентификации процессов трения в тяжело нагруженных узлах трения. Доказано, что переходная характеристика обгонной муфты обладает требуемыми оценками качества – периодом регулирования t_p и перерегулированием σ , а частотные характеристики соответствуют аperiodическому звену при её включении и колебательному – при выключении. Конструкция автоматической коробки переключения передач исключает явления разрыва потока передаваемой мощности и обладает высокими показателями надёжности.

Ключевые слова: коробка переключения передач, обгонная муфта-шестерня, усилительное звено, динамический мониторинг, частотные и переходные функции, критерии качества, безразмерный коэффициент демпфирования

Для цитирования: Шаповалов В.В., Озябкин А.Л., Коваленко О.И. Инновационные технологии разработки и мониторинга автоматических коробок переключения передач // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2023. № 1. С. 36–42. <http://dx.doi.org/10.17213/1560-3644-2023-1-36-42>

Original article

INNOVATIVE TECHNOLOGIES FOR THE DEVELOPMENT AND MONITORING OF AUTOMATIC GEARBOXES

V.V. Shapovalov, A.L. Ozyabkin, O.I. Kovalenko

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Abstract. Within the framework of the state program of import substitution of the Russian Federation, the design of an automatic gearbox and electronic electromagnetic control of the overrunning gear clutch has been developed. The theoretical justification of the coupling operation and the results of bench tests using methods of dynamic monitoring and tribospectral identification of friction processes in heavily loaded friction units are presented. It is proved that the transient characteristic of the overrunning clutch has the required quality ratings – the period of regulation t_p and over-regulation σ , and the frequency characteristics correspond to the aperiodic link when it is turned on and the oscillatory one when it is turned off. The design of the automatic gearbox eliminates the phenomenon of interruption of the transmitted power flow and has high reliability indicators.

Keywords: gearbox, overrunning clutch-gear, amplifying link, dynamic monitoring, frequency and transient functions, quality criteria, dimensionless damping coefficient

For citation: Shapovalov V.V., Ozyabkin A.L., Kovalenko O.I. Innovative Technologies for the Development and Monitoring of Automatic Gearboxes. *Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Techn. nauki=Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences.* 2023;(1):36-42. (In Russ.). <http://dx.doi.org/10.17213/1560-3644-2023-1-36-42>

Введение

Санкционная политика со стороны западных государств, направленная на прекращение поставок иностранных товаров и комплектующих в Россию, заставила задуматься о создании отечественных автоматических силовых трансмиссий, а также выверенного алгоритма для их управления.

В процессе проведения анализа наиболее перспективных и актуальных систем автоматических коробок переключения передач (АКПП) [1, 2], применения фундаментальных теоретических основ динамики механических систем, трибологии и динамики нелинейных фрикционных мобильных систем [3, 4] в рамках госпрограммы импортозамещения разработан эскизный проект АКПП. В ходе работы импортные комплектующие замещены отечественными, а именно механическими и электронными компонентами в области автоматизации трансмиссий для мобильных технических систем. Подход к реализации процесса импортозамещения должен основываться не на адаптации известных технических решений при создании изделий и технологий, а на базе фундаментальных научных исследований, применении прорывных научных направлений, оригинальных идей для тех или иных проблем, не повторяющих достижения существующих зарубежных аналогов и обеспечивающих получение перспективных разработок, обладающих технико-экономическими показателями, превышающими результаты известных конструкторских разработок.

В технике широкое распространение получили различные виды муфт [5, 6]. Их основное назначение – это передача вращательного момента между валами, без изменения его значения и направления. В конструкциях узлов и механизмов в машиностроении применяются муфты разнообразных конструкций, наибольшее распространение получили соединительные [7].

Базовым звеном разработанной АКПП является оригинальная, не имеющая аналогов и прототипов муфта-шестерня, изображенная на рис. 1.

Муфта-шестерня может быть реализована в нескольких вариантах исполнения: для тихоходных, например, землеройно-транспортных машин, а также для скоростных и высокоскоростных мобильных систем (путевые машины, легковые автомобили, грузовики, автобусы). Рассмотрим вариант применения муфты для создания автоматической коробки переключения передач, например, для автомобильного транспорта.

При интегрировании в корпус шестерни зеркальной обгонной муфты получается комбинированное усилительное звено. Муфта-шестерня имеет электронно-электромагнитное управление. Для создания высокого значения коэффициента усиления $K_{yc} \rightarrow \infty$ в усилительном элементе АКПП необходимо обеспечить высокую стабильность коэффициента трения между металлокерамическим диском и диском включения. Реализация же апериодического звена фрикционной пары обеспечивает монотонно нарастающий переходной процесс и динамическую ошибку регулирования, стремящуюся к нулю.

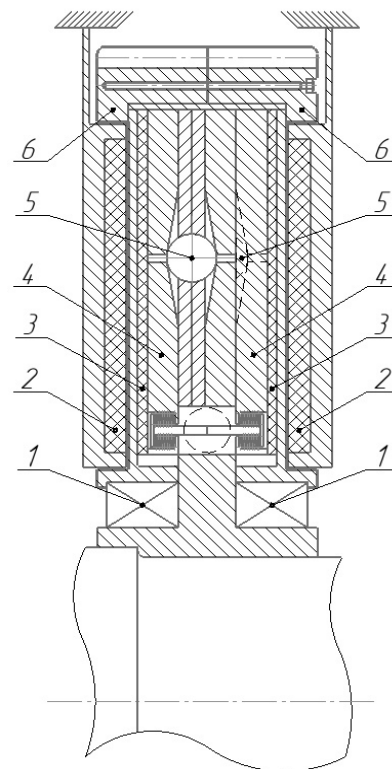


Рис. 1. Зеркальная обгонная муфта-шестерня:

- 1 – подшипник; 2 – электромагнит;
- 3 – металлокерамический диск; 4 – диск включения;
- 5 – тело качения; 6 – полукорпус муфты

/ Fig. 1. Mirror overrunning gear clutch: 1 – bearing;
2 – electromagnet; 3 – metal-ceramic disc; 4 – inclusion disc;
5 – rolling bodies; 6 – coupling half-body

Методология

Опираясь на фундаментальные теоретические основы динамической анизотропии фрикционных связей [8], создана высоконадёжная, инновационная и конкурентоспособная АКПП для разных мобильных технических систем [9], коэффициент полезного действия (КПД) которого выше уровня КПД ближайших зарубежных аналогов [7], и обладающая повышенным уровнем надёжности и технико-экономическими характеристиками.

Встроенное фрикционное усилительное звено (рис. 2) имеет коэффициент усиления $K_{yc} \rightarrow \infty$ и обладает высокой компактностью, что позволяет вписать его в тело шестерён АКПП.

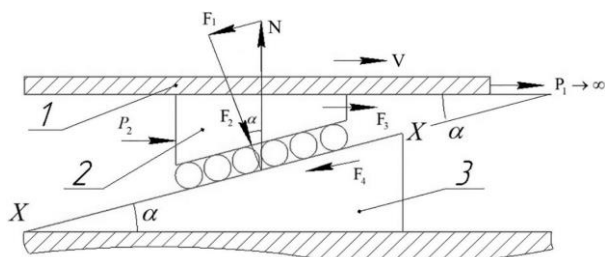


Рис. 2. Схема механизма включения муфты-шестерни: 1 – ведущая полумуфта; 2 – упорный элемент; 3 – ведомая полумуфта / Fig. 2. Diagram of the gear coupling activation mechanism: 1 – driving half coupling; 2 – thrust element; 3 – driven half coupling

Работоспособность зеркальной обгонной муфты оценивается двумя фрикционными парами – взаимодействием ведущей полумуфты 1 с упорным элементом 2 (коэффициент трения μ_3) и упорного элемента 2 с ведомой полумуфтой 3 (коэффициент трения μ_4). Работоспособность муфты оценивается равенством сил $\vec{F}_3 + \vec{P}_2 = \vec{F}_1 + \vec{F}_4$, а его коэффициент усиления – формулой

$$K_{yc} = \frac{N}{P_2 \cos(\alpha)} \quad (1)$$

и имеет три режима работы. Если $\mu_4 \approx 0$, то $F_4 \approx 0$.

В переходном режиме или состоянии неустойчивого равновесия вектор скатывающей силы равен вектору силы трения, коэффициент трения упорного элемента по ведущей полумуфте $\mu_3 \approx 0$ обуславливает колебания усилий $\Delta P_2 = 0$ и равенство сил $\vec{F}_3 = \vec{F}_1$. В этом случае $N\mu_3 \cos(\alpha) = N \sin(\alpha)$ и коэффициент трения определяется только углом наклона α , т.е. $\mu_3 = \text{tg}(\alpha)$.

Подача на электромагнит резонансного динамического воздействия обеспечивает режим выключения обгонной муфты, когда усилие P_2 переменное и направлено в противоположном направлении оси X ($\Delta P_2 < 0$). В этом случае сила сопротивления $\vec{F}_3 < \vec{F}_1$ или $N(\mu_3 - \Delta\mu_3) \cos(\alpha) < N \sin(\alpha)$, а коэффициент трения $\mu_3 < \text{tg}(\alpha)$.

Подача на электромагнит антирезонансного динамического воздействия включает обгонную муфту, когда приращение усилия $\Delta P_2 > 0$ и (или) коэффициента трения $\Delta\mu_3 > 0$, что обеспечивает $N\mu_3 \cos(\alpha) + P_2 \cos(\alpha) \geq N \sin(\alpha)$. В соответствии с коэффициентом усиления муфты (1), приведенным в [6], имеем

$$N\mu_3 \cos(\alpha) + \frac{N}{K_{yc}} \geq N \sin(\alpha),$$

откуда

$$\frac{1}{K_{yc}} = \sin(\alpha) - \mu_3 \cos(\alpha) \geq 0. \quad (2)$$

Так как $\sin(\alpha) = \mu_3 \cos(\alpha)$, то $\frac{1}{K_{yc}} \geq 0$ или

$K_{yc} \rightarrow \infty$.

Конструкция разработанной АКПП исключает явления разрыва потока передаваемой мощности и высокий уровень динамических нагрузок при реализации всех режимов функционирования автоматической трансмиссии. Так как муфты-шестерни синхронизируют скорость вращения ведущего и ведомого валов, то трансмиссия позволяет обеспечивать успешное и эффективное торможение двигателем за счёт использования зеркальных обгонных муфт. Электромагнитное управление позволяет достигать мгновенного срабатывания муфт-шестерён, а за счёт отсутствия разрыва потока передаваемой мощности время включения передач $t_{вкл}$ стремится к нулю ($t < 0,1$). Отключение предыдущей передачи происходит путём включения последующей повышающей передачи, а включение понижающей передачи осуществляется путём отключения включенной в настоящий момент времени передачи с задержкой по времени (включения) для включения необходимой передачи. Задержка по времени на включение зависит от конструкции, передаточного отношения, межосевого и центрального расстояний. При этом коэффициент усиления фрикционного усилительного звена на порядок выше по сравнению с другими типами усилителей фрикционных систем.

В качестве кинематической схемы АКПП (рис. 3) применена двухвальная система, которая позволяет реализовать все передачи от первой до пятой путем использования только одного зубчатого зацепления.

КПД разработанной трансмиссии достаточно высок по сравнению со своими зарубежными аналогами, например, общий коэффициент полезного действия коробки передач с вариатором: гидромуфта (КПД = 0,85) – косозубая передача (КПД = 0,98) – ремённая передача с поликлиновым ремнем (КПД = 0,93) составляет 0,77, а КПД современной электрогидравлической трансмиссии равняется 0,84: гидротрансформатор (КПД = 0,95) – 4 планетарных ряда (КПД = 0,88).

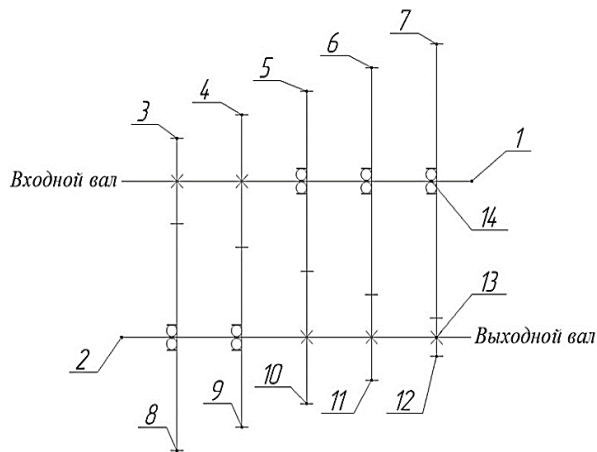


Рис. 3. Кинематическая схема пятиступенчатой коробки передач: 1, 2 – ведущий и ведомый валы;

3, 8 – ведомая и ведущая шестерня первой передачи;
4, 9 – ведомая и ведущая шестерня второй передачи;
5, 10 – ведомая и ведущая шестерня третьей передачи;
6, 11 – ведомая и ведущая шестерня четвертой передачи;
7, 12 – ведомая и ведущая шестерня пятой передачи;
13 – шестерня; 14 – муфта-шестерня

/ Fig. 3. Kinematic diagram of a five-speed gearbox:

1, 2 – drive and driven shafts; 3, 8 – driven and driving gear of the first gear; 4, 9 – driven and driving gear of the second gear; 5, 10 – driven and driving gear of the third gear; 6, 11 – driven and driving gear of the fourth gear; 7, 12 – driven and driving gear of the fifth gear; 13 – gear; 14 – clutch-gear

В то же время применение роботизированной автоматической коробки переключения передач позволяет повысить общий КПД силовой трансмиссии для специализированного подвижного состава (двигатель внутреннего сгорания – механическая передача с автоматическим электромагнитным управлением) может быть повышен до 0,96.

Результаты исследований

Для решения данной задачи создан лабораторный комплекс исследования собственных триботехнических и трибоспектральных характеристик пар трения, адаптированных к условиям работы во фрикционных усилительных звеньях зеркальных обгонных муфт [10]. Указанные характеристики фрикционного взаимодействия узлов трения описываются колебательным звеном, имеющим упругую, инерционную и диссипативную составляющие, что позволяет идентифицировать частоты собственных колебаний пар трения на дискретном множестве вынужденных частот колебаний.

Экспериментальная установка имеет возможность плавного регулирования параметров жёсткости модели механической системы, создания условий возникновения фрикционных автоколебаний, а путём варьирования диссипативных

составляющих фрикционного взаимодействия определять условия избирательного подавления амплитуд фрикционных автоколебаний в усилительном звене муфты-шестерни.

На основе регистрации колебательных состояний момента сопротивления и тягового момента обгонной муфты вычисляется частотная передаточная функция, строятся амплитудные и фазовые частотные характеристики, а на их основе – переходная функция Хэвисайда, а также прямые и косвенные оценки качества динамических систем [10, 11]. Особенностью применения методики трибоспектральной идентификации процессов трения тяжело нагруженных фрикционных систем является обоснование [4, 8] переноса безразмерного коэффициента демпфирования переходной функции в область $1/12$ -долеоктавного спектрального анализа:

$$\xi = \frac{\beta}{\beta_{кр}} = \frac{\beta}{C} \cdot \frac{1}{2T}, \quad (3)$$

где $T = \sqrt{m/C}$ – постоянная времени интегрирования звена; m – эффективная масса микрообъёмов контактирующих тел; C – коэффициент упругости фрикционных связей; β – эквивалентный коэффициент сопротивления относительному движению;

$$\xi(t, \omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\pi}{\delta^2}}} \approx \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\pi}{\left(\ln \left[1 - \frac{I_{Q(\omega)}(t)}{I_{A(\omega)}(t)} \right] \right)^2}}}, \quad (4)$$

где ω – диапазон частот анализа колебательных состояний; δ – логарифмический декремент колебаний; $I_{Q(\omega)}$ – интегральная мощность колебаний функции рассеивания энергии; $I_{A(\omega)}$ – интегральная мощность колебаний амплитудно-частотной функции.

Переход от (3) к (4) позволяет выполнить идентификацию характерных диапазонов частот собственных колебаний тяжело нагруженных фрикционных систем, которые обладают наивысшей степенью корреляции с соответствующими нагрузочно-скоростными условиями эксплуатации.

В качестве примера реализации методик динамического мониторинга и трибоспектральной идентификации процессов трения выбраны тяжело нагруженные обгонные муфты автоматических коробок переключения передач. На рис. 4 представлены результаты вычислений безразмерного коэффициента демпфирования 4 обгонной муфты-шестерни в режиме 1, при её выключении 2 и повторном включении 3.

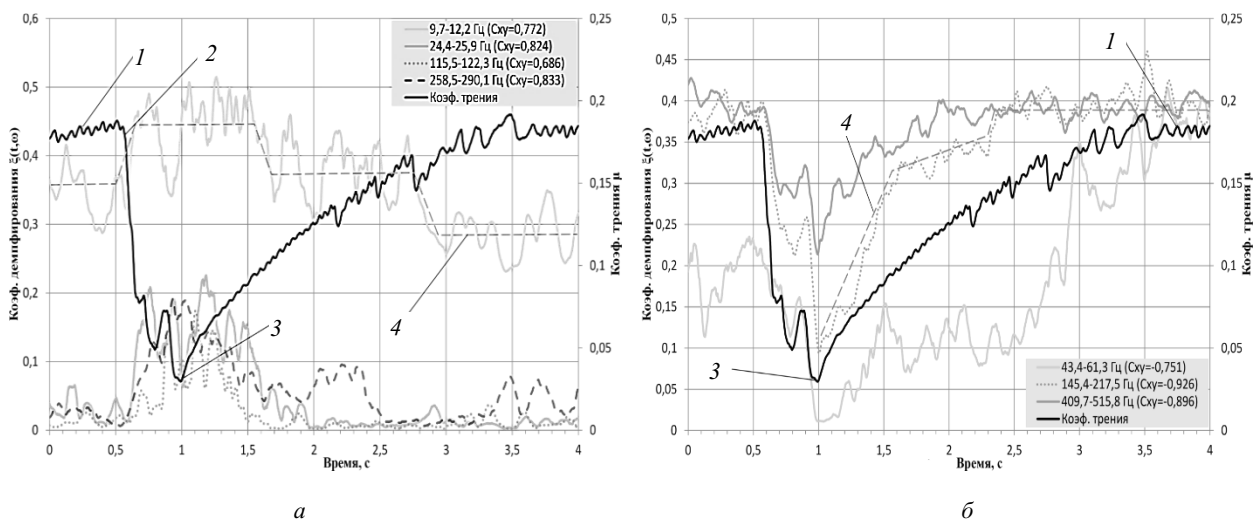


Рис. 4. Соответствие безразмерного коэффициента демпфирования в 1/12-октавных диапазонах частот значениям коэффициента трения μ при выключении муфты (а) и при включении обгонной муфты (б): 1 – переходной режим муфты; 2 – выключение муфты; 3 – включение муфты; 4 – математическое среднее тренда коэффициента демпфирования; C_{xy} – коэффициент корреляции Пирсона / Fig. 4. The correspondence of the dimensionless damping coefficient in the 1/12-octave frequency ranges to the values of the friction coefficient μ when the coupling is switched off (a) and when the overrunning clutch is turned on (b): 1 – the coupling transition mode; 2 – the coupling shutdown; 3 – in coupling activation; 4 – mathematical average of the trend of the damping coefficient; C_{xy} – Pearson correlation coefficient

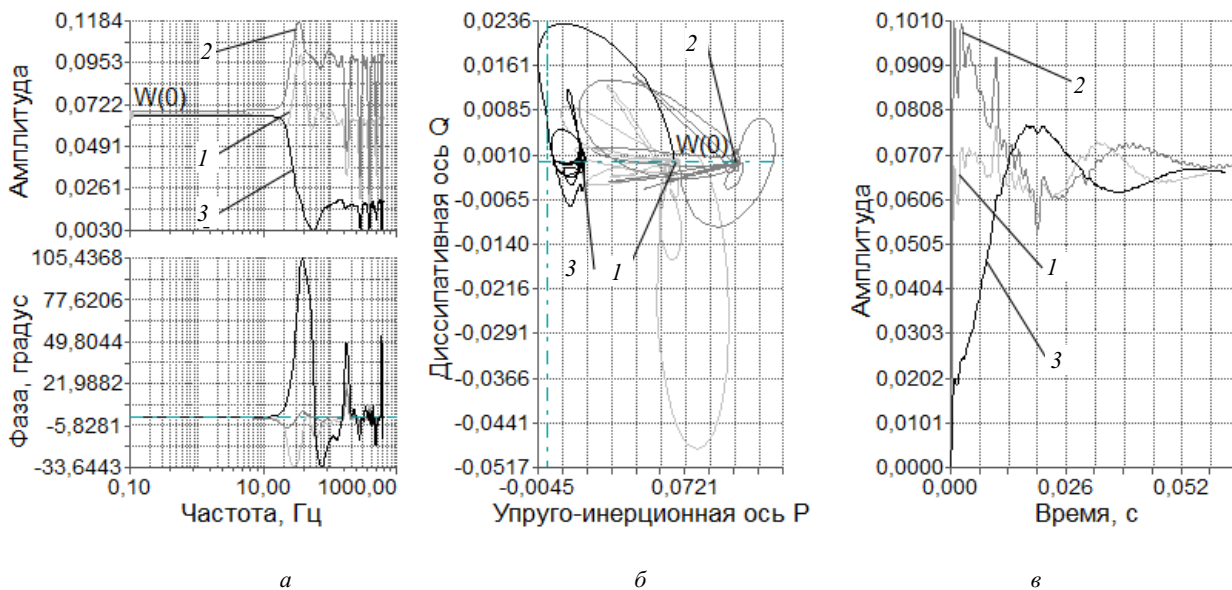


Рис. 5. Частотные и временные характеристики обгонной муфты в моменты времени: 1 – переходной режим муфты; 2 – выключение муфты; 3 – включение муфты; а – амплитудная фазовая частотная характеристика; б – амплитудно-фазовая характеристика; в – переходная функция Хэвисайда / Fig. 5. Frequency and time characteristics of the overrunning clutch at time points: 1 – transient coupling mode; 2 – clutch shutdown; 3 – in turning on the clutch; а – amplitude phase frequency response; б – amplitude-phase response; в – transient Heaviside function

Как было указано ранее, в переходном режиме или состоянии неустойчивого равновесия вектор скатывающей силы равен вектору силы трения и равенство нулю коэффициента трения упорного элемента по ведущей полумуфте обуславливает малые вариации коэффициента трения Кулона $\Delta\mu_3 \approx \text{tg}(\alpha)$ в стационарно-устойчивом

движении (горизонтальный отрезок на рис. 5, а и точка на рис. 5, б) и достаточно хорошие показатели качества переходных колебательных состояний (рис. 5, в). На рис. 4 указанный здесь режим работы наблюдается во временных диапазонах наблюдения с 0 по 0,5 с и с 3,5 по 4 с эксперимента.

Выключение муфты-шестерни на 0,55 с наблюдений обуславливает снижение коэффициента трения $\mu_3 < \text{tg}(\alpha)$ с одновременным повышением коэффициента демпфирования в диапазонах частот 24,4 – 25,9; 115,5 – 122,3 и 258,5 – 290,1 Гц с достаточно высоким коэффициентом корреляции Пирсона 0,69...0,83 (см. рис. 4, а). Достаточно хорошо видна зависимость тренда безразмерного коэффициента демпфирования $\xi(t, \omega)$ в зависимости от режимов работы обгонной муфты. Относительно низкий безразмерный коэффициент демпфирования $\xi(t, \omega)$ обуславливает колебательный переходной процесс (см. рис. 5, кривая 2).

При включении муфты (см. рис. 4, б) – наоборот, коэффициент демпфирования растёт уже в других диапазонах частот 42,4 – 61,3; 145,4 – 217,5 и 409,7 – 515,8 Гц также с высоким коэффициентом корреляции 0,75...0,93, но с обратным знаком, так как рост коэффициента демпфирования уже обусловлен не силами относительного сопротивления, а нагрузками фрикционных пар, что обеспечивает стабильность сцепления пар трения. Динамические характеристики фрикционного взаимодействия определяются апериодическим звеном с соответствующей переходной функцией (см. рис. 5, в, кривая 3). В данном случае коэффициент усиления обгонной муфты оценивается формулой (2), выражающей условие формирования максимального коэффициента усиления фрикционного усилительного звена, встроенного в корпус муфты – шестерни.

Выводы

Таким образом, в результате выполнения комплекса научно-исследовательской и проектных работ решена проблема замещения импортных комплектующих, а именно механических и электронных компонентов, в области автоматизации (роботизации) трансмиссий для мобильных технических систем (МТС).

Показано, что:

– при включении муфты возрастание диссипации энергии в 1/12-октавных диапазонах частот обеспечивает стабильность фрикционных связей и обуславливает рост коэффициента трения на низких частотах и его снижение – на высоких;

– время нарастания переходной функции $t_n = 12$ мс (см. рис. 6, в) и перерегулирование σ не более 15 % (динамическая ошибка) и время регулирования $t_p = 31$ мс;

– при выключении обгонной муфты возрастание диссипации энергии уже в других 1/12-октавных диапазонах частот обеспечивает мгновенный разрыв потока мощности (время нарастания $t_n \approx 1$ мс) и время регулирования $t_p = 40$ мс;

– в переходном режиме или состоянии неустойчивого равновесия муфты – шестерни вариации по времени безразмерного коэффициента демпфирования минимальны и реализованы позиционным и колебательными звеньями.

Предлагаемая конструкция обеспечивает значительное снижение затрат мощности на управление трансмиссией мобильных технических систем автомобилей, землеройно-транспортных машин, дорожно-строительной техники и спецтехники, в том числе военной.

Список источников


1. Материалы официального сайта 1. Материалы официального сайта немецкого бренда Voith, производящего трансмиссии и автокомпоненты [Электронный ресурс] // Voith в России и СНГ: [сайт]. [2022]. URL: <https://voith.com/> (дата обращения 08.12.2022).
2. Материалы официального сайта технологического концерна мирового уровня ZF, производящего трансмиссии и автокомпоненты [Электронный ресурс] // Домашняя страница ZF Friedrichshafen AG – ZF: [сайт]. [2022]. URL: <https://www.zf.com/> (дата обращения 08.12.2022).
3. Рудевский О.Г., Козлов Ю.М. Гидравлическая муфта // Гидравлика. 2016. № 1(1). С.67–77.
4. Патент № 2748933 Российская Федерация, МПК G01N 3/56 Динамический мониторинг узлов трения мобильных технических систем: №2020111610А: заявл. 03.19.2020; опубл. 01.06.2021 / В.И. Колесников, В.В. Шаповалов, И.В. Колесников и др.; заявитель РГУПС.
5. Нехорошев Н.Д., Нехорошев Д.Д., Нехорошев Д.А. Влияние коэффициента запаса сцепления на пробуксовку движителей колес при работе МТА по стерне // Сб. статей по матер. Междунар. науч.-практ. конф. / под общей ред. И.Н. Миколайчик. Курган, 2022. С. 267–271.
6. Сафонов Б.А., Котиев Г.О., Смирнов А.А. Автоматизация управления муфтами блокировки дифференциала в трансмиссии многоосной колесной машины // Изв. МГТУ МАМИ, 2018. № 1 (35). С. 83–90.
7. Кристиан Х., Юрген М. Автоматическая двухскоростная трансмиссия на основе комбинированного элемента сцепления MRF // ASME Transactions on Mechatronics. 2022. № 5 (27). С. 3019–3028.
8. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары «колесо – рельс» / В.В. Шаповалов, Ю.Ф. Мигаль, А.Л. Озябкин, И.В. Колесников, Р.А. Корниенко, Е.С. Новиков, Э.Э. Фейзов, П.В. Харламов // Трения и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 464–474.
9. Патент №2674899 Российская Федерация, МПК В 61 С 15/10 (2006.01), МПК F 16 D 65/00 (2006.01) Способ повышения эффективности фрикционных систем: № 2016128401: заявл. 07.12.2016; опубл. 13.12.2018 / В.В. Шаповалов, М.М. Шестаков, Р.А. Корниенко и др.; заявитель РГУПС.
10. Шаповалов В.В., Озябкин А.Л., Харламов П.В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга механических систем трения // Вестн. машиностроения. 2009. № 5. С. 49–57.
11. Обоснование адекватности метода трибоспектральной идентификации процессов трения применительно к системе трения «колесо–рельс» тягового подвижного состава / А.Л. Озябкин, П.В. Харламов, И.С. Морозкин, В.И. Новакович // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2021. № 4. С. 57–64.

References

1. Materials of the Official Website of the German Brand Voith, Which Produces Transmissions and Auto Components [Electronic resource] // Voith in Russia and the CIS: [website]. [2022]. Available at: <https://voith.com/> (accessed 08.12.2022).
2. Materials of the Official Website of the World-class Technological Concern ZF, which Produces Transmissions and Auto Components. *Homepage of ZF Friedrichshafen AG – ZF*. 2022. Available at: <https://www.zf.com/> (accessed 12.08.2022).
3. Rudevsky O.G., Kozlov Yu.M. Hydraulic Coupling. *Gidravlika*. 2016;(1):67-77. (In Russ.)
4. Kolesnikov V.I. et al. *Dynamic Monitoring of Friction Units of Mobile Technical Systems*. Patent RF, no. 2748933.2020.
5. Nekhoroshev N.D., Nekhoroshev D.D., Nekhoroshev D.A. The Influence of the Clutch Reserve Coefficient on the Slipping of Wheel Propellers During the Work of the MTA on Stubble. *Collection of Articles Based on the Materials of the International Scientific and Practical Conference. Under the General Editorship of I.N. Mikolaychik. The Mound*. 2022. Pp. 267-271.
6. Safonov B.A., Kotiev G.O., Smirnov A.A. Automation of Control of Differential Lock Clutches in the Transmission of a Multi-axle Wheeled Vehicle. *Izvestiya MSTU MAMI*. 2018;35(1):83-90. (In Russ.)
7. Christian H., Jürgen M. Automatic Two-Speed Transmission Based on a Combined MRF Coupling Element. *ASME Transactions on Mechatronics*. 2022;27(5):3019-3028.
8. Shapovalov V.V. et al. Metal Cladding of Friction Working Surfaces of the “Wheel-rail” Pair. *Friction and Wear* 2020;41(4):464-474. (In Russ.)
9. Shapovalov V.V. *Method for Improving the Efficiency of Friction Systems*. Patent RF, no. 2674899. 2018.
10. Shapovalov V.V., Ozyabkin A.L., Kharlamov P.V. Application of Methods of Physical and Mathematical Modeling and Tribospectral Identification for Monitoring of Friction Mechanical Systems. *Bulletin of Mechanical Engineering*. 2009; (5):49-57. (In Russ.)
11. Ozyabkin A.L. et al. Substantiation of the Adequacy of the Method of Tri-bospectral Identification of Friction Processes in Relation to the Friction System "Wheelrail" of Traction Rolling Stock. *Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Techn. nauki= Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences*. 2021;(4):57-64. (In Russ.)

Сведения об авторах

Шаповалов Владимир Владимирович – д-р техн. наук, профессор, кафедра «Транспортные машины и триботехника», заслуженный деятель науки РФ, tmt@rgups.ru

Озыбкин Андрей Львович  – д-р техн. наук, доцент, кафедра «Транспортные машины и триботехника», ozyabkin@mail.ru

Коваленко Олег Игоревич – аспирант, кафедра «Транспортные машины и триботехника», olegkovalenko2000@mail.ru

Information about the authors

Shapovalov Vladimir V. – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department «Transport Machines and Tribotechnics», Honored Worker of the Russian Federation, tmt@rgups.ru

Ozyabkin Andrey L. – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Department «Transport Machines and Tribotechnics», ozyabkin@mail.ru

Kovalenko Oleg I. – Graduate Student, Department «Transport Machines and Tribotechnics», olegkovalenko2000@mail.ru

**Статья поступила в редакцию / the article was submitted 18.01.2023;
одобрена после рецензирования / approved after reviewing 31.01.2023;
принята к публикации / accepted for publication 09.02.2023.**