



УДК 629.3

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА ПЕРЕДАЧ МЕХАТРОННОЙ ТРАНСМИССИИ ПУТЕМ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПО ЕЗДОВЫМ ЦИКЛАМ

Гринин В.А.<sup>1</sup>, Шкарупелов Е.С.<sup>1</sup>, Карташов А.Б.<sup>1</sup>, Газизуллин Р.Л.<sup>1</sup>,  
Назаренко С.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

<sup>2</sup> ПАО «КАМАЗ»



### Информация о статье

Поступила:

5 августа 2023 г.

Рецензирование:

28 августа 2023 г.

Принята к печати:

11 сентября 2023 г.

### Ключевые слова:

транспортное средство,  
грузовой автомобиль,  
имитационное моделирование,  
мехатронная трансмиссия,  
коробка передач, передаточное  
отношение, переключение  
передач, карта переключения  
передач, ездовой цикл,  
динамический фактор,  
тяговый электродвигатель

### Аннотация.

В статье рассматривается проблема определения рационального количества передач мехатронной трансмиссии грузового автомобиля. Проведен обзор конструкций существующих мехатронных трансмиссий ведущих автопроизводителей с упором на анализ количества использованных в них зубчатых передач. Разработана методика определения рационального количества передач на основе имитационного моделирования движения грузового автомобиля по ездовым циклам, синтезированным на основе статистических данных о движении грузовых автомобилей по территории Российской Федерации. Рассмотрен синтезированный ездовой цикл и имитационная модель движения грузового автомобиля, предназначенная для определения нагрузок на электромеханическую трансмиссию при движении по данному циклу. По результатам имитационного моделирования движения грузового автомобиля с различным количеством передач в мехатронной трансмиссии сделаны выводы о влиянии многоскоростных трансмиссий на энергоэффективность электрического грузового транспорта. Сформулированы выводы о необходимом количестве передач для мехатронных трансмиссий грузовых автомобилей при движении по дорогам Российской Федерации.

**Для цитирования:** Гринин В.А., Шкарупелов Е.С., Карташов А.Б., Газизуллин Р.Л., Назаренко С.В. Определение рационального количества передач мехатронной трансмиссии путем расчетной оценки нагруженности автомобиля по ездовым циклам // Техника и технология горного дела. – 2023. – №3(23). – С. 16-33. – DOI:10.26730/2618-7434-2023-3-16-33, EDN: UQKMSK

### Введение

Одной из основных тенденций развития промышленности грузовых автомобилей является стремление снизить пагубное влияние продуктов эксплуатации на окружающую среду. В основном загрязнение окружающей среды при эксплуатации автомобилей происходит из-за химических соединений, содержащихся в отработавших газах. Наибольший вред от выхлопных газов наблюдается в крупных городах с большим трафиком движения, а также на федеральных автомагистралях, по которым совершаются грузоперевозки между городами [1].

Наиболее эффективной мерой снижения выбросов отработавших газов является перевод грузовых транспортных средств на электрическую тягу. Согласно концепции по развитию производства и использования электрического автомобильного транспорта Российской Федерации в период до 2030 года количество произведенных российских электротранспортных



средств на внутреннем рынке должно составить не менее 10 процентов общего объема производства транспортных средств. Следовательно, производство наиболее совершенных электротранспортных средств требует развития современных технических решений при разработке электротяговых приводов автотранспорта. Наибольшее распространение в конструкциях грузовых автомобилей на электрической тяге получили мехатронные трансмиссии, представляющие собой ведущие мосты с интегрированными тяговым электродвигателем, коробкой передач, межколесным дифференциалом и тяговым инвертором, расположенными в одном корпусе. Использование мехатронных трансмиссий позволяет полностью отказаться от использования двигателей внутреннего сгорания в конструкции грузовых автомобилей.

Известной проблемой электротранспорта является малый запас хода автомобилей данного типа, поэтому достижение наибольшей энергоэффективности мехатронных трансмиссий является основной задачей при проектировании. При выборе кинематической схемы мехатронной трансмиссии транспортного средства наиболее актуален вопрос о количестве передач, необходимом для обеспечения требуемых тягово-скоростных показателей.

В первом приближении количество передач и соответствующие передаточные числа мехатронных трансмиссий выбирают по тягово-динамическим расчетам из условия обеспечения интенсивного разгона автомобиля и наиболее полного использования мощности силовой установки. Тем не менее, данная методика определения количества передач не позволяет оценить энергоэффективность работы трансмиссии и частоту использования той или иной передачи, что, как правило, в условиях малого компоновочного пространства и сложности конструктивной реализации мехатронной трансмиссии с выбранным неоптимальным количеством передач может привести к снижению запаса хода грузового автомобиля, надежности мехатронной трансмиссии, увеличению массо-габаритных показателей трансмиссии транспортного средства.

Для оценки наиболее часто используемого количества передач в конструкциях был проведен анализ кинематических схем мехатронных трансмиссий грузовых автомобилей ведущих мировых производителей, таких как ZF, ArvinMeritor, Allison Transmissions, AxleTech, AVL, Dana, Magna, GKN, Schaeffler, а также обзор мехатронных трансмиссий китайских производителей: Shaanxi HanDe Axle, Ningde Contemporary Electric Technology, Hangzhou Contemporary e-Drive Technology, Rawsun Technology (Shantou), Longyan Michael Machinery, BROGEN. Зависимость количества передач от частоты появления в рассмотренных мехатронных трансмиссиях грузовых автомобилей приведена на Рис. 1.

Из диаграммы (Рис. 1) видно, что единого мнения по требуемому количеству передач мехатронных трансмиссий среди мировых автопроизводителей не установлено: в зарубежных мехатронных трансмиссиях наиболее часто встречаются одна или две передачи, реже встречаются три и четыре, тенденция на применение пяти и более передач на сегодняшний день в открытых источниках не прослеживается.

Основная неопределенность заключается в том, что на сегодняшний день не существует однозначной методики, позволяющей гарантированно определить требуемое количество передач мехатронной трансмиссии. Классические методы определения количества передач для трансмиссии с двигателем внутреннего сгорания не применимы для расчета электромеханических трансмиссий, поскольку тяговый электродвигатель имеет более широкий диапазон частот вращения, чем двигатель внутреннего сгорания, и способен работать в кратковременных режимах перегрузки, позволяя достигать требуемых тягово-скоростных показателей с применением меньшего количества передач.

Зачастую в случае недостаточной мощности тягового электродвигателя для обеспечения требуемых тягово-скоростных показателей транспортного средства более эффективным решением является применение более мощного и крупногабаритного тягового электродвигателя вместо усложнения конструкции путем увеличения числа передач.

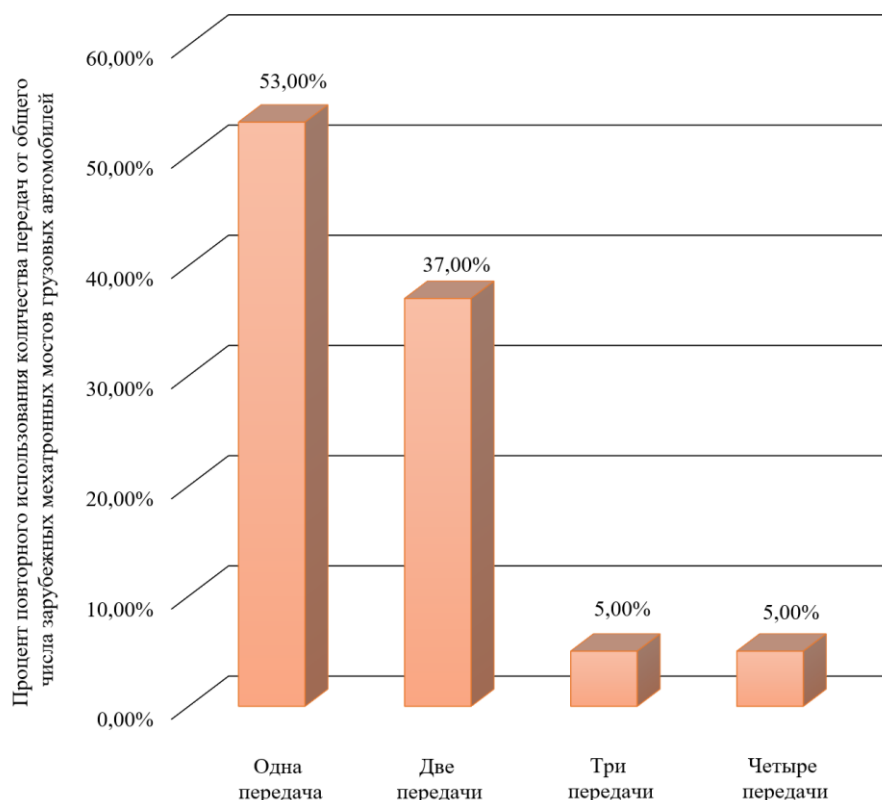


Рис. 1. Количество передач в зарубежных мехатронных трансмиссиях грузового транспорта  
Fig. 1. Application of the number of gears in foreign mechatronic transmissions of freight transport

Отсутствие установленной методики определения рационального количества передач может приводить к некорректному выбору применяемых тяговых электродвигателей, увеличению массово-габаритных показателей трансмиссии и снижению эффективности работы трансмиссии.

При проектировании мехатронных трансмиссий грузовых автомобилей, предназначенных для эксплуатации на дорогах территории РФ, характеризующихся большой протяженностью и высокими допустимыми скоростями движения, задача повышения энергоэффективности мехатронной трансмиссии и определения требуемого количества передач становится одной из важнейших [2, 3]. Отсутствие единого мнения среди ведущих производителей и использование их опыта производства не позволяет гарантированно определить требуемое количество передач для мехатронных трансмиссий. Для получения наиболее точных результатов при выборе необходимого количества передач целесообразно использование ездовых циклов транспортных средств, синтезированных на основе статистических данных о движении грузовых автомобилей, передвигающихся на территории РФ.

Для формирования подобных ездовых циклов транспортных средств проводились натурные испытания и сбор статистических данных параметров движения грузовых автомобилей производства ПАО «КАМАЗ» с нагрузкой на ось 11,5 тонн [4-9]. В настоящем исследовании для выбора рационального количества передач применяется ездовой цикл, синтезированный одним из методов обработки статистических данных – методом микропоездки с использованием кластеризации  $k$ -средних [10, 11]. Синтез ездового цикла проводился с уточнением средних уклонов дороги и ускорений транспортного средства. Полученный цикл, позволяющий оценивать движение грузовых транспортных средств с более высокой точностью, охватывает различные условия и режимы движения как в городе, так и по магистралям на территории Российской Федерации.

Объектом исследования в данной работе является среднетоннажный грузовой автомобиль КАМАЗ «КОМПАС 12», показанный на Рис. 2, имеющий колесную формулу 4×2, полной массой 11,9 тонн, с электромеханической трансмиссией, рассчитанной под нагрузку на ось 8 тонн.



Рис. 2. Грузовой электромобиль КАМАЗ «КОМПАС 12»  
Fig. 2. Electric cargo vehicle KAMAZ «KOMPAS 12»

*Математическая модель грузового автомобиля с электромеханической трансмиссией.* Для анализа движения транспортного средства, расчета параметров трансмиссии, необходимых при выборе рационального количества передач и проведения дальнейшего анализа полученных данных, разработана имитационная модель движения грузового автомобиля. Основные преимущества использования имитационной модели заключаются в возможности быстрого изменения параметров мехатронной трансмиссии и транспортного средства в целом, моделирования движения по ездовым циклам транспортных средств и работы коробки переключения передач, а также в проведении анализа эффективности работы тягового электродвигателя в различных режимах при перегрузках. В свою очередь это позволяет определить рациональное количество передач и проанализировать энергоэффективность электромеханической трансмиссии в зависимости от заданных критериев.

В процессе создания модели были предусмотрены следующие допущения:

- модель предусматривает только прямолинейное движение транспортного средства;
- модель основана на простой схеме плоского движения грузового автомобиля, называемой «велосипедной» схемой;
- демпфирующие и упругие элементы подвески не учитываются.

В основе имитационной модели лежит математическая модель плоского движения колесной машины с ведущей задней осью. Расчетная схема движения грузового электромобиля КАМАЗ «КОМПАС 12» представлена на Рис. 3.

Математическая модель грузового транспорта описывается следующими системами уравнений (1) и (2):

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V} = \sum_{i=1}^2 R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin \alpha - P_w \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_i = M_k - M_k^f \end{cases} \quad (1)$$

где  $m$  – масса грузового автомобиля;  $\dot{V}$  – продольное ускорение центра масс грузового автомобиля;  $J_{ki}$  – момент инерции  $i$ -го колеса;  $\dot{\omega}_i$  – угловое ускорение  $i$ -го колеса;  $r_d$  – расстояние от оси колеса до поверхности дороги;  $M_{fi}$  – момент сопротивления качению  $i$ -го колеса;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $M_k^f$  – момент сопротивления вращению колеса, обусловленный гистерезисными потерями при качении и взаимодействием с опорной поверхностью.

$$\begin{cases} R_{z1} + R_{z2} = G \cdot \cos \alpha; \\ R_{z2} \cdot L = (P_a + P_w + G \cdot \sin \alpha) \cdot h_c - G \cdot X_k \cdot \cos \alpha + \sum_{i=1}^2 M_{fi} \end{cases} \quad (2)$$

Коэффициент буксования  $S_{si}$  определяется по формуле (3):

$$S_{si} = \frac{|w_i \cdot r_k - V|}{\max(w_i \cdot r_k, V)} \quad (3)$$

где  $r_k$  – радиус качения колеса в ведущем режиме;  $w_i$  – угловая скорость  $i$ -ого колеса.

Коэффициент трения скольжения  $\mu_s$  вычисляется по формуле (4):

$$\mu_s = \mu_{s\alpha\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{s1}}{S_0}}\right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{s1}}{S_1}}\right), \quad (4)$$

где  $S_0$  и  $S_1$  – константы, определяющие форму кривой;  $\mu_{s\alpha\max}$  – коэффициент трения полного скольжения для данного угла поворота.

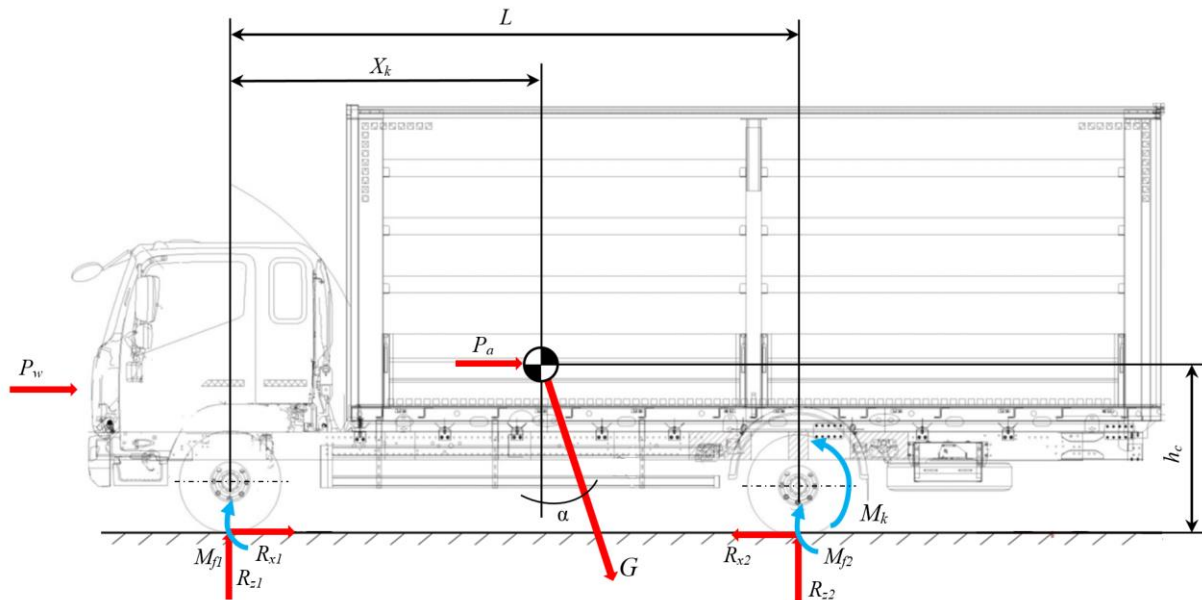


Рис. 3. Расчетная схема движения колесной машины:  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $P_a$  – сила инерции колесной машины;  $R_{xi}$  – силы взаимодействия колес с опорным основанием;  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  – нормальные реакции в месте контакта колес с опорной поверхностью;  $M_{f1}$ ,  $M_{f2}$  – момент сопротивления качению;  $M_k$  – крутящий момент, подаваемый на заднюю ось;  $\alpha$  – угол подъема;  $X_k$  – расстояние от центра масс до передней оси грузового автомобиля;  $h_c$  – высота центра масс грузового автомобиля;  $L$  – колесная база грузового автомобиля

Fig. 3. Calculation scheme for the movement of a wheeled vehicle:  $P_w$  – force of air resistance;  $P_a$  – inertia force of a wheeled vehicle;  $R_{xi}$  – forces of interaction of wheels with the support base;  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  – normal reactions at the point of contact of the wheels with the support surface;  $M_{f1}$ ,  $M_{f2}$  – Rolling resistance moment;  $M_k$  – Torque applied to the rear axle;  $\alpha$  – elevation angle;  $X_k$  – distance from the center of mass to the front axle of the truck;  $h_c$  – height of the center of mass of the truck;  $L$  – wheelbase of a truck vehicle

Исходные данные автомобиля, используемого при моделировании движения в разработанной имитационной модели, представлены в Таблице 1.





Таблица 1. Исходные данные имитационной модели движения грузового электромобиля  
 Table 1. Initial data of the motion simulation model electric cargo vehicle

Наименование параметра	Значение
Полная масса машины, кг	12200
Лобовая площадь автомобиля, м <sup>2</sup>	4,62
Радиус качения, м	0,843
Колея автомобиля, м	1,927
Высота автомобиля, м	3,0
База автомобиля, м	4,70
Расстояние центра масс автомобиля до передней оси, м	2,35
Высота центра масс, м	0,90
Максимальная мощность тягового электродвигателя, кВт	143
Номинальный крутящий момент тягового электродвигателя при частоте 2000 об/мин, Н·м	310
Дорожно-грунтовые условия: - Коэффициент сопротивления качению - Максимальный коэффициент сцепления - Константы, определяющие форму кривой $S_0/S_1$	0,018 0,7 0,1/0,2

В настоящем исследовании рассматриваются одно-, двух-, трех- и четырехскоростные мехатронные трансмиссии. Для каждой из трансмиссий проведен тяговый расчет, в результате которого получены предварительные передаточные отношения коробки передач и динамический фактор, определяющий тягово-скоростные показатели транспортного средства. Стоит отметить, что для достижения равноценных тягово-динамических свойств грузового автомобиля «КОМПАС 12» при использовании односкоростной трансмиссии требуется применение более мощного и крупногабаритного тягового электродвигателя по отношению к применяемому (Таблица 1). Максимальная мощность такого тягового электродвигателя, применяемого в мехатронной трансмиссии с одной передачей, соответствует 290 кВт.

Динамический фактор оценивался по следующей формуле:

$$D_{\phi} = \frac{P_T}{G} = \frac{P_e - P_w}{G}, \quad (5)$$

где  $P_T$  – свободная сила тяги на колесах машины;  $P_e$  – окружная сила на колесах.

Результаты тягового расчета приведены в Таблице 2 и на Рис. 4-7.

Таблица 2. Параметры электромеханической трансмиссии  
 Table 2. Electromechanical transmission parameters

Количество передач трансмиссии	Передаточное отношение				КПД, %
	I	II	III	IV	
Одна	12,5	–	–	–	0,97
Две	26,5	14	–	–	0,96
Три	26,5	17,5	12	–	0,95
Четыре	26,5	20,5	15	11,5	0,94

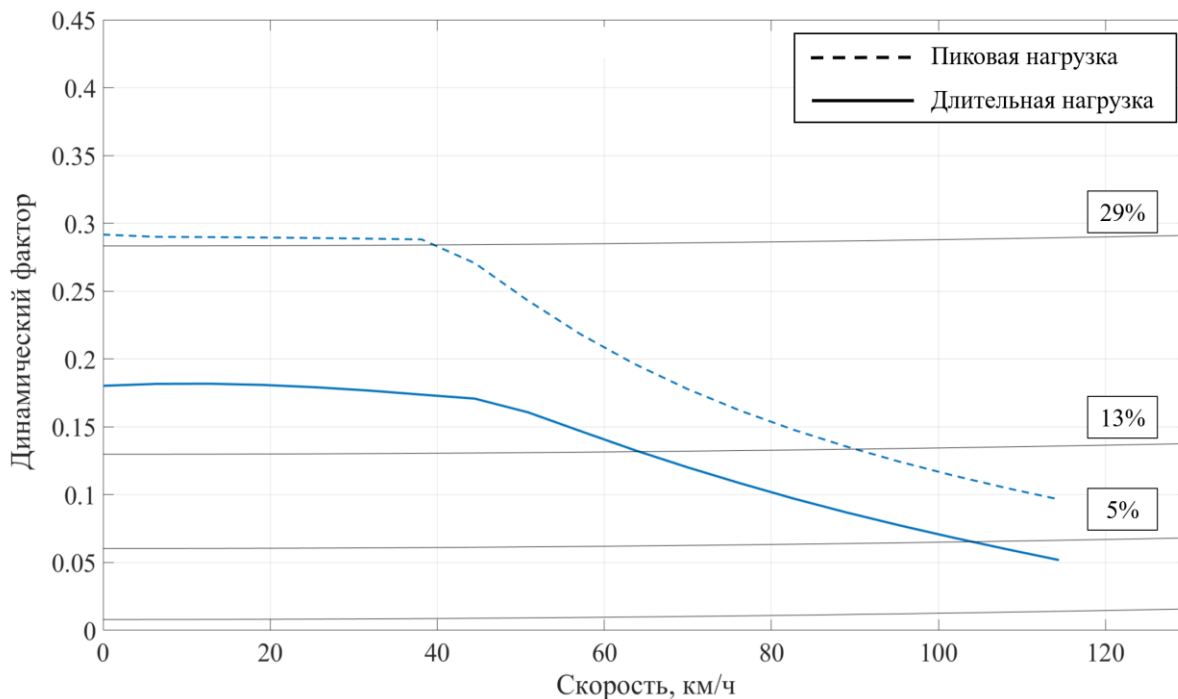


Рис. 4. Динамический фактор грузового автомобиля «КОМПАС 12» с редуктором  
Fig. 4. Dynamic factor of the «КОМПАС 12» truck with reducer

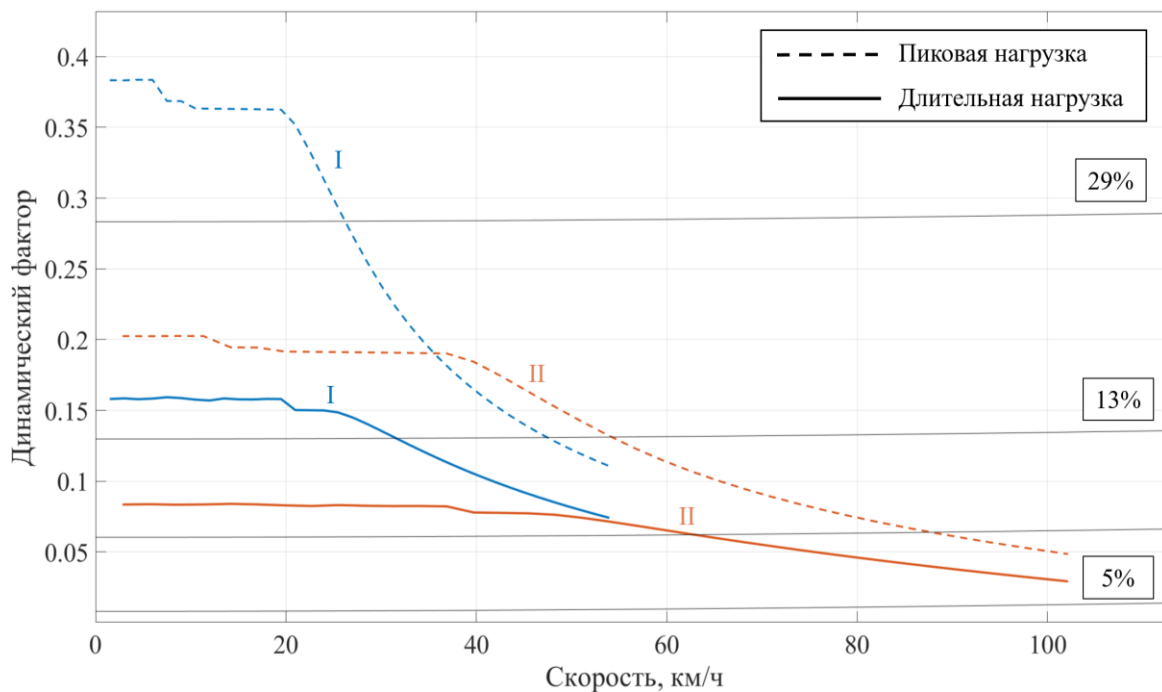


Рис. 5. Динамический фактор грузового автомобиля «КОМПАС 12» с двухскоростной  
коробкой передач  
Fig. 5. Dynamic factor of the «КОМПАС 12» truck with a two-speed gearbox

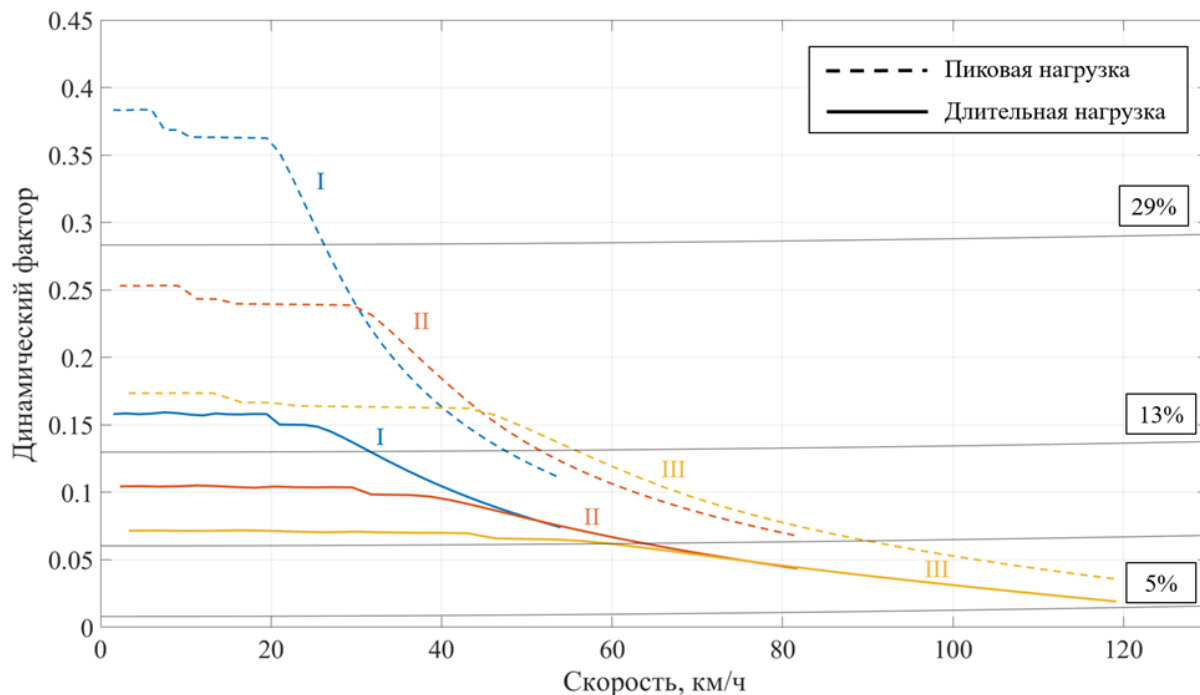


Рис. 6. Динамический фактор грузового автомобиля «КОМПАС 12» с трехскоростной коробкой передач

Fig. 6. Dynamic factor of the «КОМПАС 12» truck with a three-speed gearbox

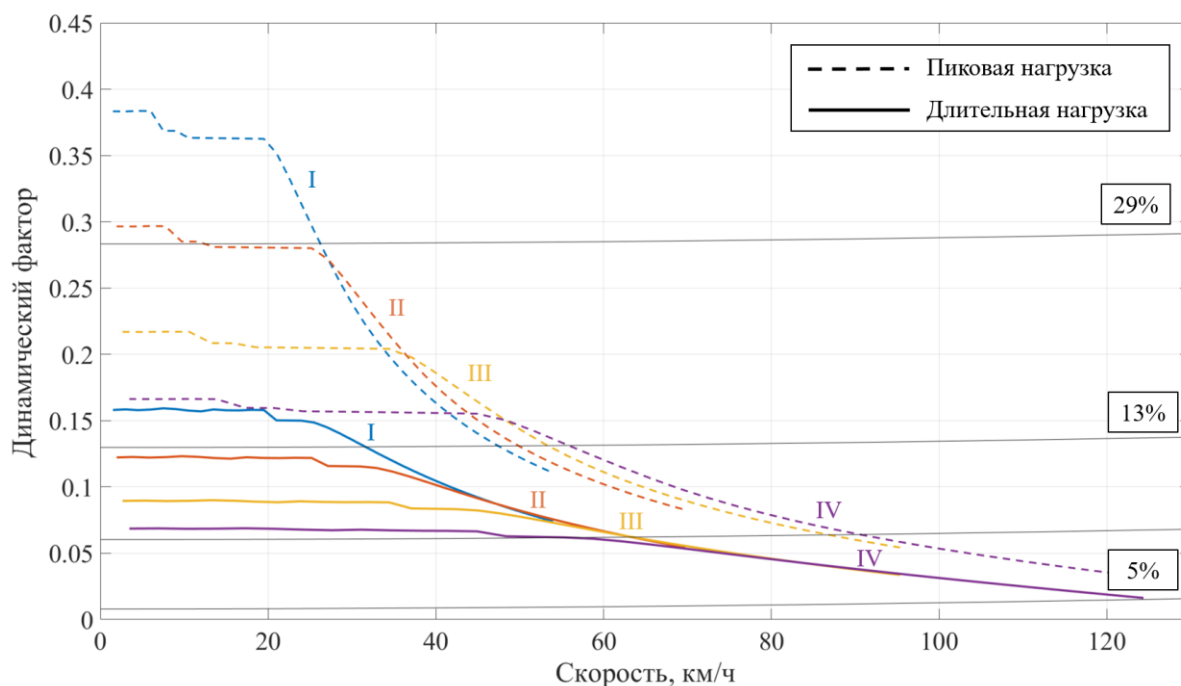


Рис. 7. Динамический фактор грузового автомобиля «КОМПАС 12» с четырехскоростной коробкой передач

Fig. 7. Dynamic factor of the «КОМПАС 12» truck with a four-speed gearbox





В результате тягово-динамических расчетов были подобраны передаточные отношения, способные реализовать необходимые тяговые усилия и скоростные показатели для каждого рассматриваемого набора передач. При этом обеспечивается:

- максимальная скорость движения, равная 100...120 км/ч;
- устойчивое движение на 70 км/ч при длительном подъеме, соответствующем 5%;
- возможность движения на высших передачах при кратковременных подъемах, соответствующих 13%;
- возможность преодоления критического подъема, соответствующего 29%.

Кроме того, большие области перекрытия передач, реализованные на динамическом факторе (Рис. 5-7), позволяют снизить частоту переключений, повысить комфортность движения и эффективно адаптировать переключения передач в зависимости от нагрузки.

Однако на данном этапе можно лишь предварительно оценить рациональное количество передач, поскольку расчет тягово-динамических свойств транспортного средства не учитывает частоту переключений и не позволяет оценить работу силовой установки на протяжении смешанного маршрута движения.

Для работы коробки передач трансмиссии применяются карты переключения передач [12-17]. Карта переключения передач представляет собой набор кривых, на основе которых при текущей скорости транспортного средства и соответствующего положения педали акселератора коробка передач осуществляет выбор необходимой передачи трансмиссии в данный интервал времени ездового цикла. При разработке карт переключений приняты следующие допущения:

- графическое построение карт переключений передач основано на опыте инженеров по калибровке и настройках в эвристическом режиме;
- модель карты переключений учитывает только последовательное переключение передач.

Критерий оптимизации графического построения карт был направлен на минимизацию количества переключений и на эффективность работы трансмиссии на отдельных передачах на протяжении всего ездового цикла. В результате итерационного процесса настройки были разработаны карты переключения двух-, трех- и четырехскоростной коробки передач электромеханической трансмиссии грузового транспорта, представленные на Рис. 8-10.

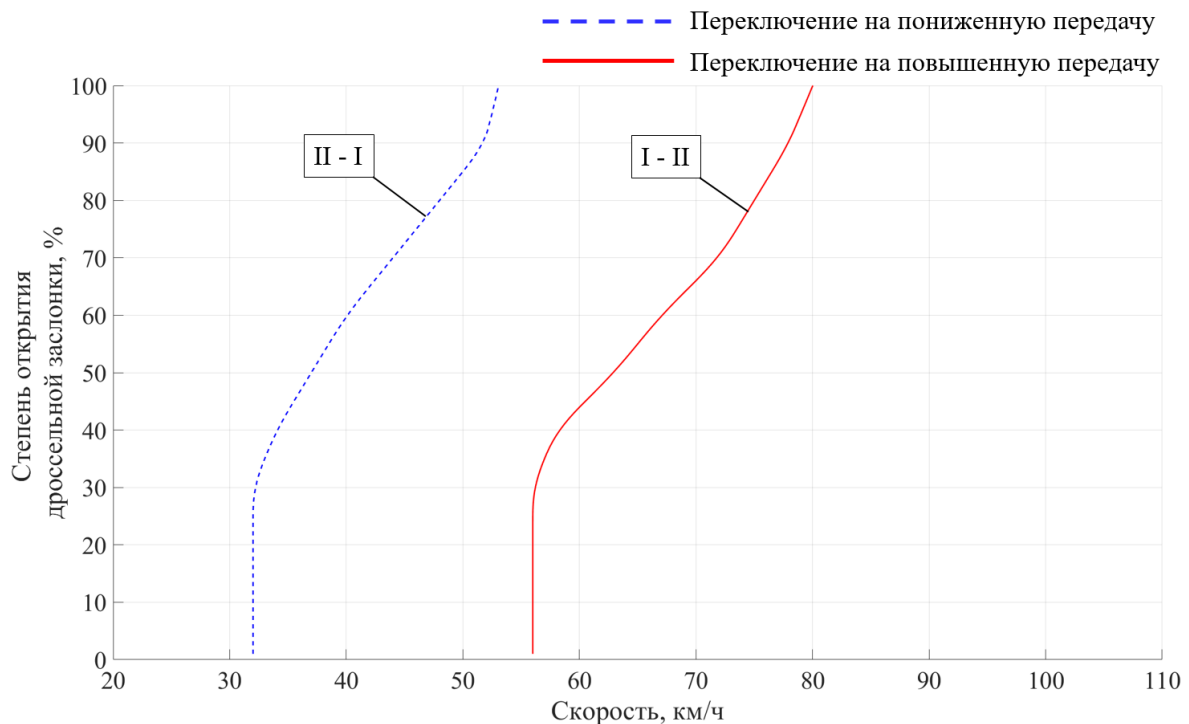


Рис. 8. Карта переключения передач двухскоростной коробки передач  
Fig. 8. Gear shift map for two-speed transmission

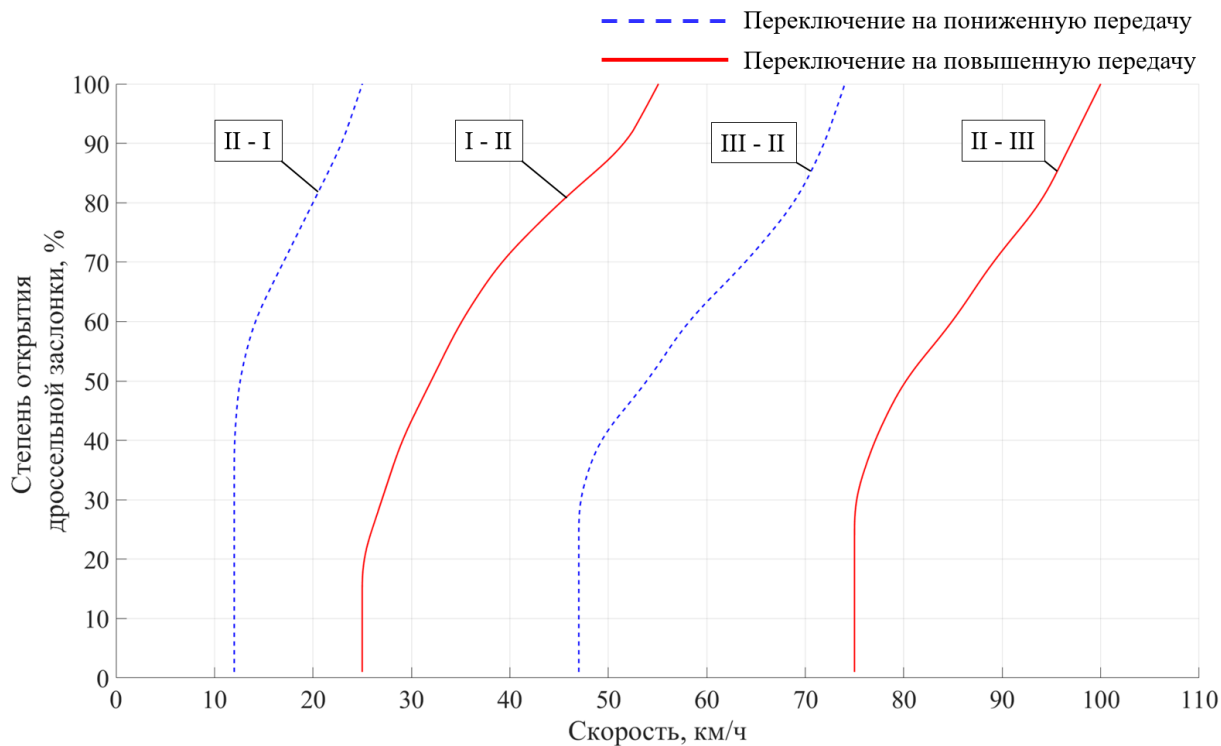


Рис. 9. Карта переключения передач трехскоростной коробки передач  
Fig. 9. Gear shift map for three-speed transmission

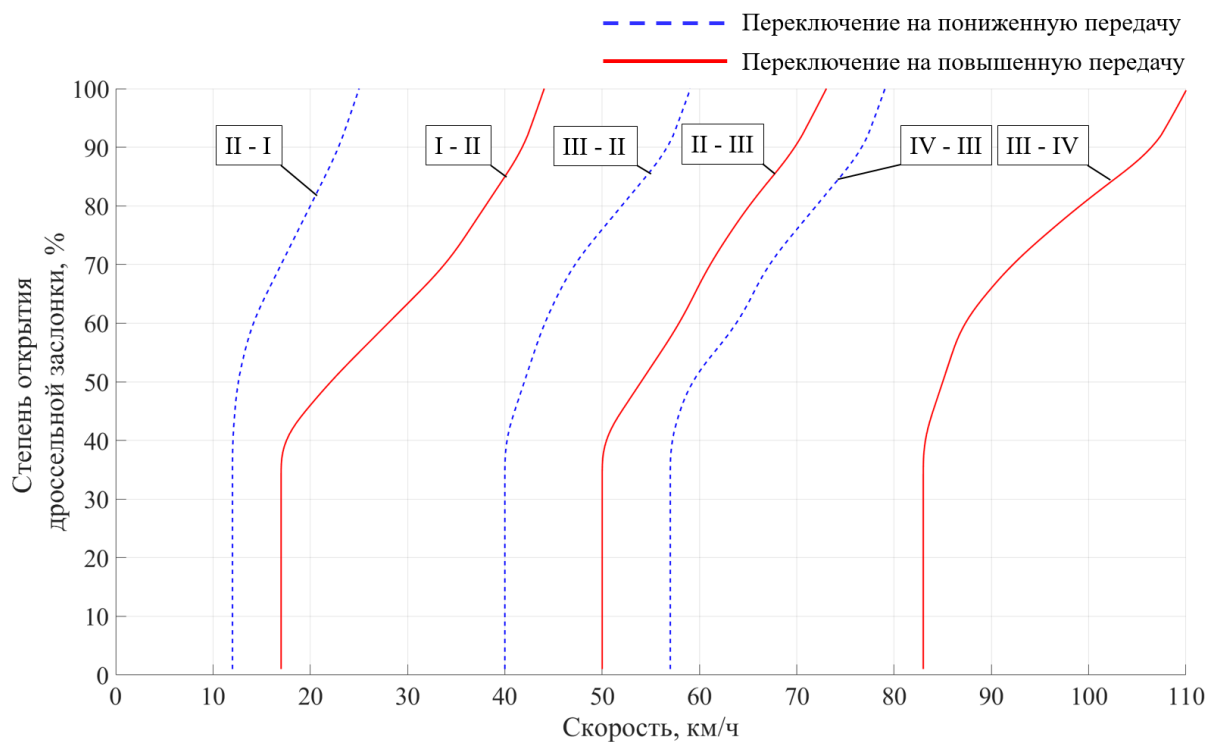


Рис. 10. Карта переключения передач четырехскоростной коробки передач  
Fig. 10. Gear shift map for four-speed transmission



Оптимизированный ездовой цикл грузового автомобиля, синтезированный с помощью метода микропоездок с использованием кластеризации k-средних [5], применяемый для моделирования движения грузового автомобиля с электромеханической трансмиссией, показан на Рис. 11.

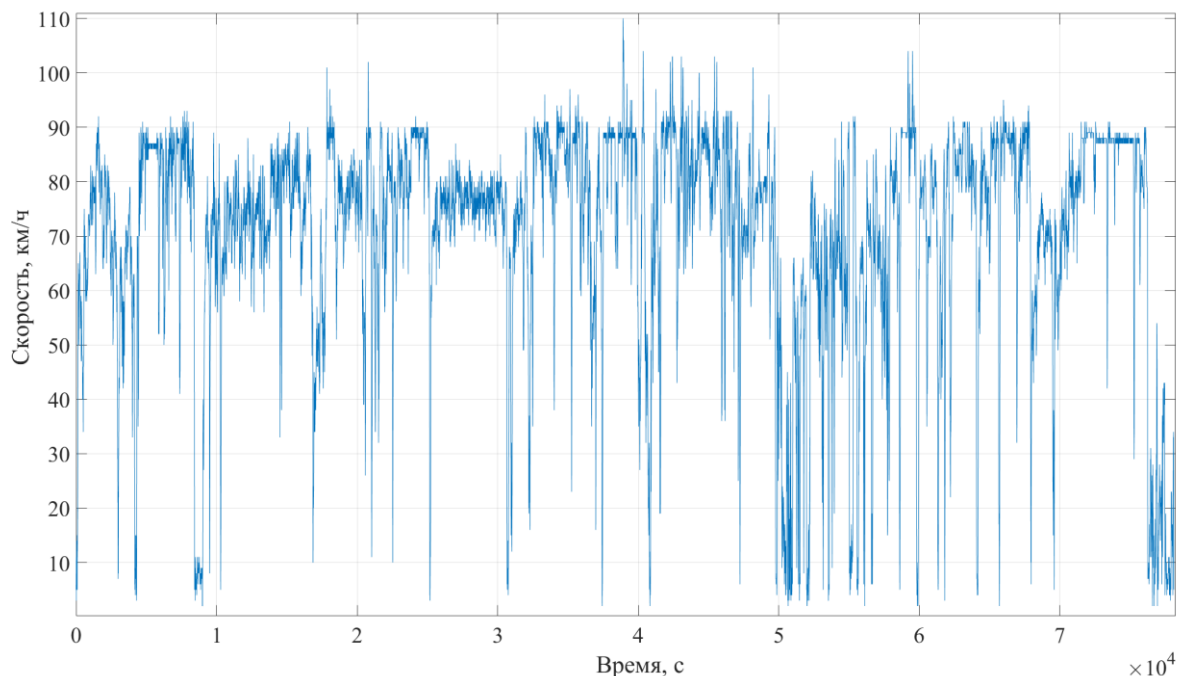


Рис. 11. Оптимизированный ездовой цикл грузового автомобиля по методу микропоездок с использованием кластеризации k-средних

Fig. 11. Optimized truck driving cycle by micro-trip method using k-means clustering

*Выбор рационального количества передач мехатронной трансмиссии.* Выбор рационального количества передач основывался на нескольких критериях, полученных в ходе имитационного моделирования движения грузового электромобиля по рассмотренному ездовому циклу: энергоэффективность тягового электродвигателя, оптимальное распределение времени движения транспортного средства на отдельных передачах на протяжении всего ездового цикла, количество и частота переключений.

Оценка энергоэффективности проводилась по совершенной полезной работе тяговым электродвигателем  $A_{эд}$ :

$$A_{эд} = \int_0^t N_{эд} \cdot dt,$$

где  $N_{эд}$  – мощность электродвигателя, которую вычисляют по формуле:

$$N_{эд} = M_{эд} \cdot \omega_{эд},$$

где  $M_{эд}$  – момент на валу ротора электродвигателя;  $\omega_{эд}$  – угловая скорость вращения вала ротора.

Частоту переключений передач наглядно можно оценить по графическому представлению работы коробки передач на участке ездового цикла, представленного на Рис. 12-14. Результаты расчетов критериев оценки рационального количества передач представлены в Таблице 3.

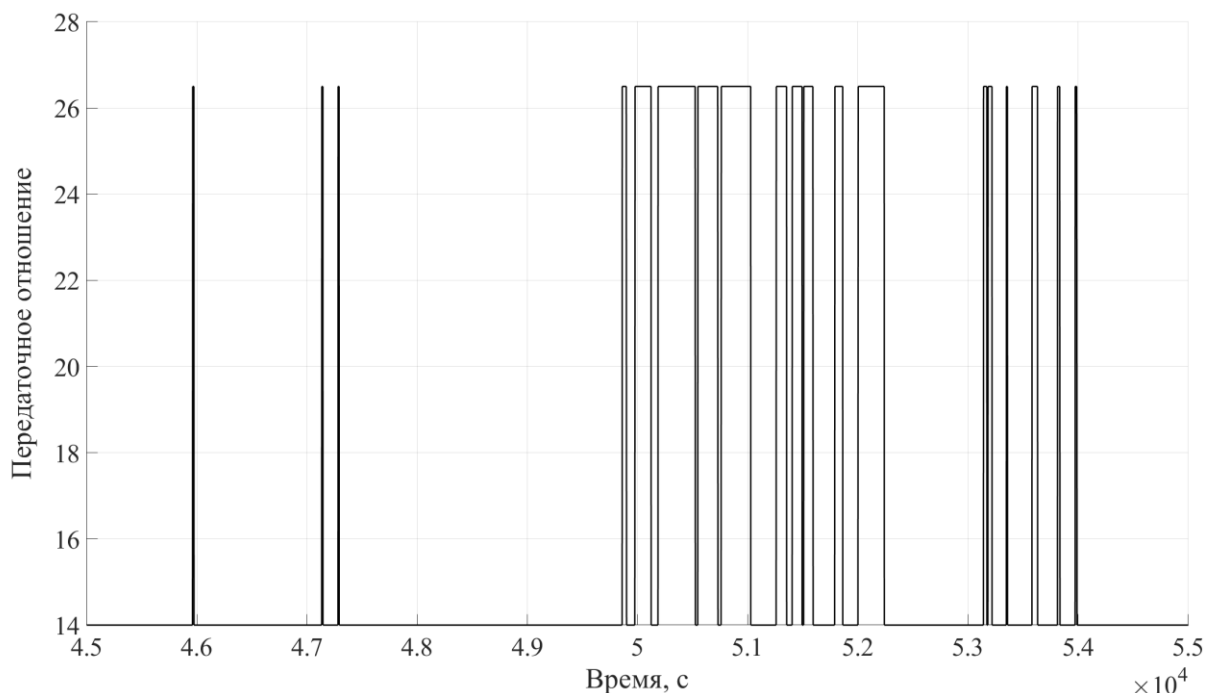


Рис. 12. Графическое представление работы двухскоростной коробки передач на рассмотренном участке ездового цикла

Fig. 12. Graphic representation of the operation of a two-speed gearbox in the considered section of the driving cycle

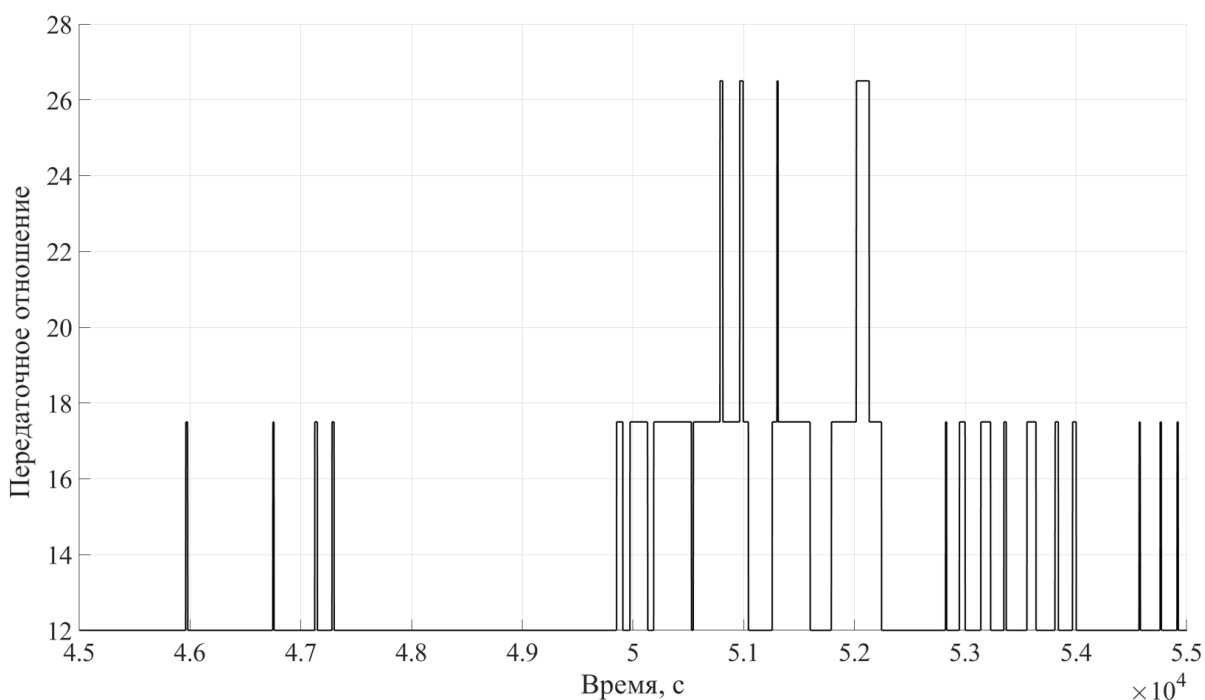


Рис. 13. Графическое представление работы трехскоростной коробки передач на рассмотренном участке ездового цикла

Fig. 13. Graphic representation of the operation of a three-speed gearbox in the considered section of the driving cycle

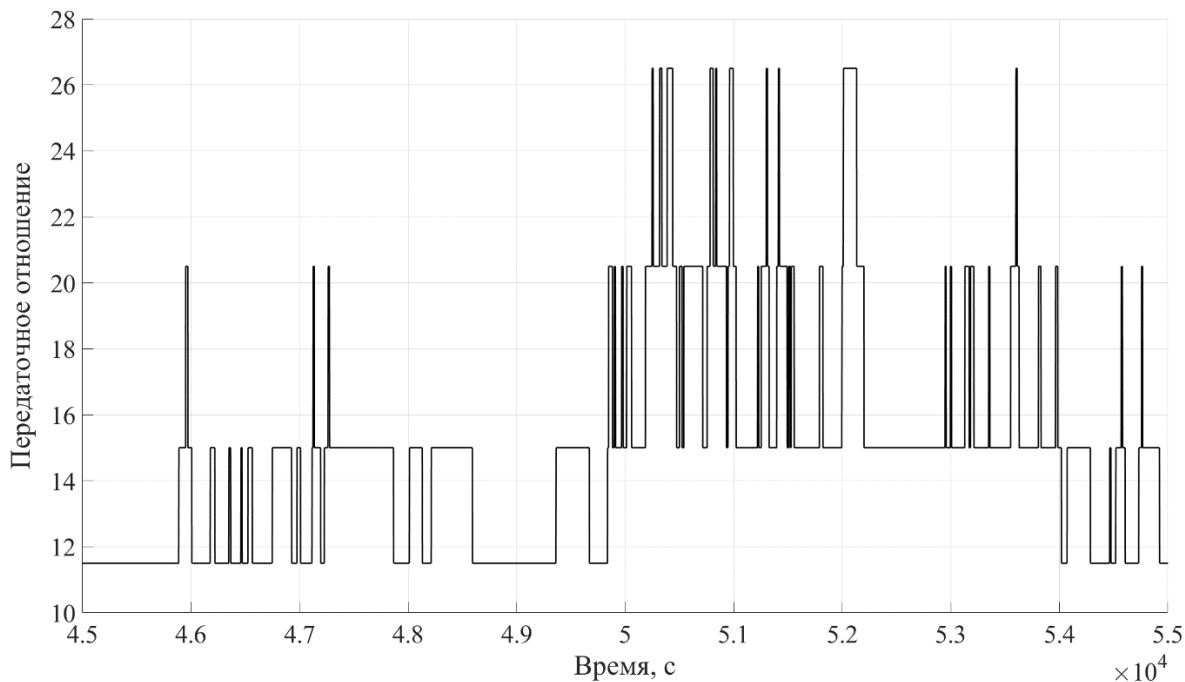


Рис. 14. Графическое представление работы четырехскоростной коробки передач на рассмотренном участке ездового цикла

Fig. 14. Graphic representation of the operation of a four-speed gearbox in the considered section of the driving cycle

Таблица 3. Результаты расчета критериев оценки рационального количества передач  
 Table 3. Results of calculating criteria for assessing the rational number of gears

Наименование параметра		Одна передача	Две передачи	Три передачи	Четыре передачи
Совершенная работа $A_{эд}$ , кДж		578760	581622	587664	593865
Количество переключений		–	136	272	492
Распределение времени движения грузового электромобиля на отдельных передачах, %	I	100	4,9	2,3	1,8
	II	–	95,1	24,7	7,2
	III	–	–	73	34
	IV	–	–	–	57

Полученные данные явно свидетельствуют о том, что увеличение количества передач в трансмиссии приводит к росту величины затраченной энергии на преодоление пути более чем на 2,5% для трансмиссии с несколькими передачами в сравнении с одной передачей, что отрицательно влияет на энергоэффективность автомобиля и приводит к снижению запаса хода. Также можно заметить, что в механической трансмиссии с четырехскоростной коробкой передач имеется гораздо большее количество и частота переключений, нежели в двух- и трехскоростной коробках передач, что сопровождается дополнительными потерями в исполнительных механизмах переключения передач, которые в данной модели не учтены.

При рассмотрении результатов, полученных при имитационном моделировании движения грузового электромобиля на рассмотренном оптимизированном ездовом цикле и при моделировании работы коробки передач с помощью карт переключений, можно заметить, что каждая передача многоскоростной мехатронной трансмиссии соответствует оптимальному распределению времени и все передачи используются эффективно.



### **Заключение**

По данным, полученным в результате исследования рационального выбора количества передач мехатронной трансмиссии с помощью ездового цикла, сформулированы следующие выводы:

1. Большое количество передач в мехатронной трансмиссии не является оптимальным решением, поскольку приводит к большему числу элементов управления коробкой передач, зубчатых зацеплений и подшипниковых опор. К тому же увеличение передач сопровождается ростом частоты и числа переключений и, как следствие, повышением затрачиваемой энергии на преодоление маршрута.

Зачастую это приводит к сокращению ресурса и повышению износа элементов трансмиссии, оказывает отрицательное влияние на энергоэффективность, вибронгруженность, металлоемкость и надежность трансмиссии.

2. Установлено, что при движении грузового электромобиля с многоскоростной трансмиссией на рассмотренном ездовом цикле преимущественно используются высшие передачи. Однако при движении грузового электромобиля как в городе с малой скоростью движения и высокими непостоянными нагрузками, так и на магистралях, где движение характеризуется высокими скоростными показателями, целесообразно использовать одно- или двухскоростную электромеханическую трансмиссию, которая обладает достаточными тягово-динамическими и скоростными свойствами для движения по смешанным маршрутам.

3. Использование односкоростной трансмиссии сопровождается выбором тягового электродвигателя большей мощности, необходимого для выполнения требуемых тягово-динамических свойств рассматриваемого грузового автомобиля.

4. Установлено, что применение двухскоростной мехатронной трансмиссии является наиболее рациональным при использовании электродвигателя малой мощности и при необходимости реализации требуемых тягово-скоростных свойств.

### **Благодарности**

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения № 075-11-2022-015 от 07.04.2022 г. с ПАО «КАМАЗ» по комплексному проекту «Создание высокотехнологичного производства мехатронных трансмиссий перспективных грузовых автомобилей и автобусов КАМАЗ с электрическими накопителями энергии и водородными топливными элементами» в части выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

### **Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2023 Авторы. Издательство Кузбасского государственного технического университета имени Т.Ф. Горбачева. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

### **Информация об авторах**

**Гринин Валерий Алексеевич**, аспирант  
e-mail: grinval@bmstu.ru

**Шкарупелов Евгений Сергеевич**, ассистент  
e-mail: shkarupelov@bmstu.ru

**Карташов Александр Борисович**, к.т.н., доцент  
e-mail: kartashov@bmstu.ru

**Газизуллин Руслан Ленарович**, ассистент  
e-mail: rlgazizullin@bmstu.ru





МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Российская Федерация, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5

**Назаренко Сергей Владимирович**, главный конструктор инновационных автомобилей  
e-mail: [Sergey.Nazarenko@kamaz.ru](mailto:Sergey.Nazarenko@kamaz.ru)

ПАО «КАМАЗ», 420000, Российская Федерация, Республика Татарстан, г. Набережные Челны,  
Транспортный проезд, 70

### Список литературы

1. Пашкевич М.А., Петрова Т.А. Оценка площадного загрязнения атмосферного воздуха в мегаполисе с использованием геоинформационных систем // Записки Горного института. 2017. Т. 228. С. 738-742. DOI: 10.25515/PMI.2017.6.738
2. Cristian Rentea, Mircea Oprean, Marius Băţăuş, G Frăţilă, The influence of multi-speed transmissions on electric vehicles energy consumption, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 564(1):012107 DOI:10.1088/1757-899X/564/1/012107.
3. J. Wu, C.-H. Zhang, and N.-X. Cui, "Fuzzy energy management strategy for a hybrid electric vehicle based on driving cycle recognition," International Journal of Automotive Technology, vol. 13, no. 7, pp. 1159–1167, 2012. <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0119-z>.
4. A. Muravev, V. Shishkina, M. Potashnikov. Overview of methods for modeling driving cycles based on real-world traffic records, E3S Web of Conferences, vol. 402, 04001 (2023). – DOI: 10.1051/e3sconf/202340204001
5. Ramya Madhuri Desineedi, Srinath Mahesh, Gitakrishnan Ramadurai, Developing driving cycles using k-means clustering and determining their optimal duration, WCTR 2019 Mumbai 26-31 May 2019, DOI: 10.1016/j.trpro.2020.08.268.
6. Kartashov A., Kositsyn B., Kotiev G., Nazarenko S., Dubinkin D. Ensuring Energy Efficiency and Safety of the Cyclic Operation of the Mining Dump Truck // E3S Web of Conferences, vol. 174, 03009 (2020). – DOI 10.1051/e3sconf/202017403009.
7. Карташов А.Б., Косицын Б.Б., Котиев Г.О., Дубинкин Д.М., Назаренко С.В. Метод определения энергоэффективного закона движения карьерного автосамосвала // Горное оборудование и электромеханика. – 2020. – № 3(149). – С. 11-24. – DOI 10.26730/1816-4528-2020-3-11-24.
8. Muravyev A.S., Shishkina V.A., Buzunov N.V., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Nozirzoda S. Research of control algorithm of traction drive of a mining dump truck using simulation models of motion // Journal of Physics: Conference Series. Vol. 2052, article 012028 (2021). – DOI 10.1088/1742-6596/2052/1/012028.
9. Buzunov N.V., Pirozhkov R.D., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Efremenkov A.B. Simulation of operation of a sequential hybrid drive of a haul truck with a traction battery and a bilateral DC-to-DC converter // IOP conference series: materials science and engineering. Vol. 939, article 012017 (2020). – DOI 10.1088/1757-899X/939/1/012017.
10. Pegah Nouri and Catherine Morency, Evaluating Microtrip Definitions for Developing Driving Cycles, Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, No. 2627, 2017, pp. 86–92, DOI:10.3141/2627-10.
11. Jie Lin, Debbie A. Neimeier, An exploratory analysis comparing a stochastic driving cycle to California's regulatory cycle, Atmospheric Environment 36 (2002) 5759–5770, DOI: 10.1016/S1352-2310(02)00695-7
12. Bo Zhu, Nong Zhang, Paul Walker, Xingxing Zhou, Wenzhang Zhan, Yueyuan Wei, Nanji Ke, Gear Shift Schedule Design for Multi-Speed Pure Electric Vehicles, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering 229(1), 2014, DOI:10.1177/0954407014521395.
13. Viet Dac Ngo, Theo Hofman, M. Steinbuch, Alex Serrarens, Gear shift map design methodology for automotive transmissions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering 228(1) 2013, DOI:10.1177/0954407013506698.
14. Ngo, D. V. (2012). Gear shift strategies for automotive transmissions. [Phd Thesis 1 (Research TU/e /Graduation TU/e), Mechanical Engineering]. Technische Universiteit Eindhoven. <https://doi.org/10.6100/IR735458>.
15. X. Li, B. Chen, S. Evangelou, Optimized Design of Multi-Speed Transmissions for Parallel Hybrid Electric Vehicles, IFAC-PapersOnLine 53(2):14147-14153, 2020, DOI:10.1016/j.ifacol.2020.12.1024.
16. Callum Oglieve, Mahdi Mohammadpour, Homer Rahnejat, Optimisation of the vehicle transmission and the gear-shifting strategy for the minimum fuel consumption and the minimum nitrogen oxide emissions,



- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering  
231(1):095440701770298, DOI:10.1177/0954407017702985
17. S. Bai, J. Maguire, D. K. Kim, and H. Peng. Dynamic programming based motor vehicle shift map generation. In Proceedings of the world automotive congress 2006 - FISITA 2006, 2006.

## DETERMINATION OF RATIONAL NUMBER OF GEARS OF MECHATRONIC TRANSMISSION BY COMPUTATIONAL EVALUATION OF VEHICLE LOADING BY DRIVING CYCLES

Valeriy A. Grinin<sup>1</sup>, Evgeniy S. Shkarupelov<sup>1</sup>, Aleksandr B. Kartashov<sup>1</sup>,  
Ruslan L. Gazizullin<sup>1</sup>, Sergey V. Nazarenko<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University

<sup>2</sup> PJSC "KAMAZ"



### Article info

Received:  
05 August 2023

Revised:  
28 August 2023

Accepted:  
11 September 2023

**Keywords:** vehicle, truck,  
simulation modeling,  
mechatronic transmission,  
gearbox, gear ratio, gear shift,  
gear shift map, driving cycle,  
dynamic factor, traction motor

### Abstract.

The article deals with the problem of determining the rational number of gears of mechatronic transmission of a truck. A review of the designs of existing mechatronic transmissions of leading automobile manufacturers with emphasis on analyzing the number of gears used in them. A methodology for determining the rational number of gears is developed on the basis of simulation modeling of truck movement by driving cycles synthesized on the basis of statistical data on truck movement on the territory of the Russian Federation. The synthesized driving cycle and the simulation model of truck movement designed to determine the loads on the electromechanical transmission when driving on this cycle are considered. Based on the results of the simulation modeling of truck motion with different number of gears in the mechatronic transmission, conclusions are drawn about the impact of multispeed transmissions on the energy efficiency of electric trucks. Conclusions about the required number of gears for mechatronic transmissions of trucks when driving on the roads of the Russian Federation are formulated.

---

**For citation** Grinin V.A., Shkarupelov E.S., Kartashov A.B., Gazizullin R.L., Nazarenko S.V. (2023) Determination of rational number of gears of mechatronic transmission by computational evaluation of vehicle loading by driving cycles, *Journal of mining and geotechnical engineering*, 3(22):16. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-3-16-33, EDN: UQKMCK

---

*This research work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation under agreement No. 075-11-2022-015 dated 07.04.2022 with PJSC "KAMAZ" under the complex project "Creation of high-tech production of mechatronic transmissions for promising KAMAZ trucks and buses with electrical energy storage devices and hydrogen fuel cells" in terms of R&D and technological works*

### References

1. Pashkevich M.A., Petrova T.A. Otsenka ploshchadnogo zagryazneniya atmosfernogo vozdukhа v megapolise s ispol'zovaniem geoinformatsionnykh sistem // Zapiski Gornogo instituta. 2017. T. 228. S. 738-742. DOI: 10.25515/PMI.2017.6.738
2. Cristian Rentea, Mircea Oprean, Marius Băţăuş, G Frăţilă, The influence of multi-speed transmissions on electric vehicles energy consumption, IOP Conference Series Materials Science and Engineering 564(1):012107, 2019, DOI:10.1088/1757-899X/564/1/012107.



3. J. Wu, C.-H. Zhang, and N.-X. Cui, "Fuzzy energy management strategy for a hybrid electric vehicle based on driving cycle recognition," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 13, no. 7, pp. 1159–1167, 2012. <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0119-z>.
4. A. Muravev, V. Shishkina, M. Potashnikov. Overview of methods for modeling driving cycles based on real-world traffic records, *E3S Web of Conferences*, vol. 402, 04001 (2023). – DOI: 10.1051/e3sconf/202340204001
5. Ramya Madhuri Desineedi, Srinath Mahesh, Gitakrishnan Ramadurai, Developing driving cycles using k-means clustering and determining their optimal duration, *WCTR 2019 Mumbai 26-31 May 2019*, DOI: 10.1016/j.trpro.2020.08.268.
6. Kartashov A., Kositsyn B., Kotiev G., Nazarenko S., Dubinkin D. Ensuring Energy Efficiency and Safety of the Cyclic Operation of the Mining Dump Truck // *E3S Web of Conferences*, vol. 174, 03009 (2020). – DOI 10.1051/e3sconf/202017403009.
7. Kartashov A.B., Kositsyn B.B., Kotiev G.O., Dubinkin D.M., Nazarenko S.V. Metod opredeleniya energoeffektivnogo zakona dvizheniya kar'ernogo avtosamosvala // *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. – 2020. – № 3(149). – S. 11-24. – DOI 10.26730/1816-4528-2020-3-11-24.
8. Muravyev A.S., Shishkina V.A., Buzunov N.V., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Nozirzoda S. Research of control algorithm of traction drive of a mining dump truck using simulation models of motion // *Journal of Physics: Conference Series*. Vol. 2052. Article 012028 (2021). – DOI 10.1088/1742-6596/2052/1/012028.
9. Buzunov N.V., Pirozhkov R.D., Kartashov A.B., Dubinkin D.M., Efremkov A.B. Simulation of operation of a sequential hybrid drive of a haul truck with a traction battery and a bilateral DC-to-DC converter // *IOP conference series: materials science and engineering*. Vol. 939. Article 012017. – DOI 10.1088/1757-899X/939/1/012017.
10. Pegah Nouri and Catherine Morency, Evaluating Microtrip Definitions for Developing Driving Cycles, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, No. 2627, 2017, pp. 86–92, DOI:10.3141/2627-10.
11. Jie Lin, Debbie A. Neimeier, An exploratory analysis comparing a stochastic driving cycle to California's regulatory cycle, *Atmospheric Environment* 36 (2002) 5759-5770, DOI: 10.1016/S1352-2310(02)00695-7
12. Bo Zhu, Nong Zhang, Paul Walker, Xingxing Zhou, Wenzhang Zhan, Yueyuan Wei, Nanji Ke, Gear Shift Schedule Design for Multi-Speed Pure Electric Vehicles, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 229(1) 2014, DOI:10.1177/0954407014521395.
13. Viet Dac Ngo, Theo Hofman, M. Steinbuch, Alex Serrarens, Gear shift map design methodology for automotive transmissions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 228(1), 2013, DOI:10.1177/0954407013506698.
14. Ngo, D. V. (2012). Gear shift strategies for automotive transmissions. [Phd Thesis 1 (Research TU/e /Graduation TU/e), Mechanical Engineering]. Technische Universiteit Eindhoven. <https://doi.org/10.6100/IR735458>.
15. X. Li, B. Chen, S. Evangelou, Optimized Design of Multi-Speed Transmissions for Parallel Hybrid Electric Vehicles, *IFAC-PapersOnLine* 53(2):14147-14153, 2020, DOI:10.1016/j.ifacol.2020.12.1024.
16. Callum Oglieve, Mahdi Mohammadpour, Homer Rahnejat, Optimisation of the vehicle transmission and the gear-shifting strategy for the minimum fuel consumption and the minimum nitrogen oxide emissions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering* 231(1):095440701770298, DOI:10.1177/0954407017702985
17. S. Bai, J. Maguire, D. K. Kim, and H. Peng. Dynamic programming based motor vehicle shift map generation. In *Proceedings of the world automotive congress 2006 - FISITA 2006*, 2006.

### Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2023 The Authors. Published by T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

### Information about the authors

**Valeriy A. Grinin**, postgraduate student  
e-mail: [grinval@bmstu.ru](mailto:grinval@bmstu.ru)

**Evgeniy S. Shkarupelov**, assistant lecturer  
e-mail: [shkarupelov@bmstu.ru](mailto:shkarupelov@bmstu.ru)



**Aleksandr B. Kartashov**, PhD (Tech.), Associate Professor  
e-mail: kartashov@bmstu.ru

**Ruslan L. Gazizullin**, assistant lecturer  
e-mail: rlgazizullin@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University,  
5 2nd Baumanskaya Street, Moscow, 105005, Russian Federation

**Sergey V. Nazarenko**, chief designer of innovative vehicles  
e-mail: Sergey.Nazarenko@kamaz.ru

PJSC "KAMAZ"  
70 Traspportniy proezd, 420000, Naberezhnye Chelny, Republic of Tatarstan, Russian Federation

