

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.3

doi:10.30987/2658-6436-2022-2-27-38

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ С ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

Александр Алексеевич Реутов

Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Россия

bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>

Аннотация. Цель работы – оценка влияния параметров переключения передач на показатели качества работы автомобильной трансмиссии с гидротрансформатором (ГТ). Задача исследования: разработка компьютерной динамической модели автомобильной трансмиссии с трехрядным планетарным редуктором и ГТ для оценки качества работы трансмиссии. Метод исследования: компьютерное моделирование с использованием программного комплекса «Универсальный механизм». Новизна работы: создана компьютерная динамическая модель автомобильной трансмиссии с трехрядным планетарным редуктором и гидротрансформатором для исследования процессов переключения передач. Результаты работы: разработана компьютерная модель для исследования динамических процессов в трансмиссии автомобиля, оценки влияния параметров переключения передач на показатели качества работы автомобильной трансмиссии с ГТ. Даны рекомендации по выбору параметров управления переключением передач. Выводы: увеличение времени нарастания силы сжатия включаемого фрикциона $t_{\text{уп}}$ увеличивает КПД ГТ и время синхронизации дисков включаемых фрикционов, уменьшает значения максимума углового ускорения и скорость изменения углового ускорения колес автомобиля (Jerк), увеличивает работу сил трения фрикционов (W) при включении повышающей передачи и уменьшает W при включении понижающей передачи не зависимо от блокировки ГТ. При включении повышающей передачи можно рекомендовать минимальное значение $t_{\text{уп}}$, обеспечивающее допустимую величину Jerк.

Ключевые слова: трансмиссия автомобиля, гидротрансформатор, фрикцион, планетарный редуктор, компьютерная модель

Для цитирования: Реутов А.А. Моделирование переключения передач автомобильной трансмиссии с гидротрансформатором // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2022. №2 (16). С. 27-38. doi: 10.30987/2658-6436-2022-2-27-38.

Original article

Open Access Article

GEARSHIFT SIMULATION OF AUTOMOBILE TRANSMISSION WITH TORQUE CONVERTER

Alexander A. Reutov

Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

bgtu2012@yandex.ru, <http://orcid.org/0000-0002-1703-6654>, <http://orcid.org/0000-0003-1117-8536>.

Abstract. The aim of the work is to evaluate the influence of gear shift parameters on the performance indicators of an automobile transmission with a torque converter (TC). The research objective is to develop a computer dynamic model of an automobile transmission with a three-row planetary gearbox and a TC to assess the transmission quality. The research applies the method of computer simulation using the software package “Universal Mechanism”. The novelty of the work is building a computer dynamic model of an automobile transmission with a three-row

planetary gearbox and a torque converter to study the processes of gear shifting. The work results in developing a computer model to study the dynamic processes in a car transmission to assess the influence of gear shift parameters on the performance indicators of a car transmission with a TC. Recommendations are given on choosing gear shift control parameters. The work findings state that increasing the rise time of the friction clutch t_{up} , compression force raises the TC efficiency and the synchronization time of the clutch disks, reduces the values of the maximum angular acceleration and the change rate in the angular acceleration of the vehicle wheels (Jerk), increases the work of the friction forces of the clutches (W) when shift up is engaged and reduces W when shift down is engaged regardless of the TC blocking. When upshifting is actuated, one can recommend the minimum value of t_{up} , which provides an acceptable value of Jerk.

Keywords: car transmission, torque converter, clutch, planetary gear, computer model

For citation: Reutov A. A. Gearshift simulation of automobile transmission with torque converter. Automation and modeling in design and management, 2022, no. 2 (16). pp. 27-38. doi: 10.30987/2658-6436-2022-2-27-38.

Введение

В современных автомобилях используют различные конструкции автоматических трансмиссий с гидротрансформатором (ГТ) и автоматической коробкой переключения передач. Такие трансмиссии обладают преимуществами стабильной передачи и регулирования крутящего момента без прерывания мощности, поэтому они широко используются на всех типах транспортных средств.

У внедорожников и дорожных машин сопротивление движению и коэффициент сцепления колес с дорогой сильно изменяются. В таких сложных дорожных условиях эффективное управление переключением передач очень важно для снижения расхода топлива, обеспечения долговечности и надежности агрегатов автомобиля, удобства водителя и пассажиров.

Математические модели, использующие аналитические уравнения движения деталей автомобильной трансмиссии, представлены в [1 – 3]. Математическая модель трансмиссии для исследования процесса переключения передач [4] содержит 14 уравнений, описывающих топологию трансмиссии, и 18 уравнений, описывающих компоненты. Механическая характеристика двигателя в модели не учитывается, значения параметров модели не приведены. В работе рассчитаны такие показатели качества переключения передач как время и удельная работа буксования фрикциона, удельная мощность буксования, максимальный вращающий момент на валах трансмиссии, ускорение самосвала, скорость изменения ускорения (*Jerk*).

Авторы [2, 5, 6] считают основными критериями оценки качества переключения передач продолжительность процесса переключения и возникающие крутильные колебания в трансмиссии.

Для улучшения качества переключения передач используют различные методы управления, в том числе адаптивное управление. Во многих стратегиях управления для улучшения качества переключения передач используют управление проскальзыванием дисков фрикционов. В [7] показано, что переключение на высшие передачи целесообразно осуществлять с нулевым перекрытием, а на низшие – с небольшим отрицательным перекрытием (до 0,1 с). В [8] для обеспечения непрерывности потока мощности длительность перекрытия рекомендовано принять равной максимальной временной погрешности системы управления актуаторами фрикционов.

В [9] рассмотрена стратегия управления переключением передач, минимизирующая расход топлива. Использование динамического программирования с учетом карты расхода топлива позволило сократить расход топлива на 12,9 %, но увеличило число переключений передач на 8,2 %. Фактические замеры [10] показали снижение расхода топлива на 5 % самосвалом БелАЗ-7516 при автоматическом управлении переключением передач по сравнению с ручным управлением.

Цель работы – оценка влияния параметров переключения передач на показатели качества работы автомобильной трансмиссии с ГТ.

На рис. 1 показана структурная схема автомобильной трансмиссии с ГТ и трехрядным планетарным механизмом компании «Allison».

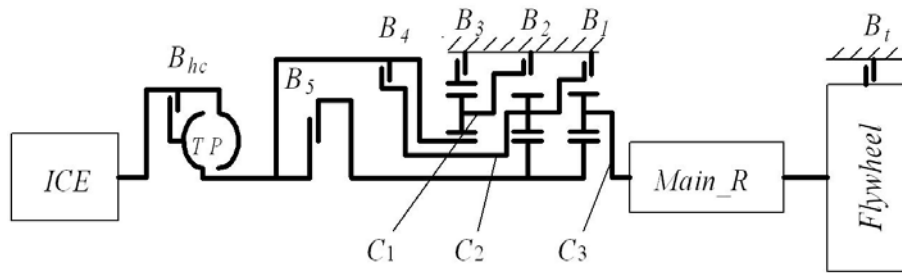


Рис. 1. Структурная схема трансмиссии автомобиля с ГТ:

ICE – коленвал двигателя; *P* и *T* – насосное и турбинное колеса ГТ; *B_{hc}* – фрикцион ГТ; *B₁...B₅* – фрикционы планетарного редуктора; *B_t* – тормоз колес; *Main_R* – главная передача; *Flywheel* – маховик; *C₁...C₃* – водила 1...3 планетарных рядов

Fig. 1. Structural diagram of the car transmission with a torque converter (TC):

ICE – engine crankshaft; *P* and *T* – an impeller and a turbine; *B_{hc}* – the torque converter clutch; *B₁...B₅* – planetary gear clutches; *B_t* – the wheel brake; *Main_R* – main gear; *C₁...C₃* – carrier 1...3 of the planetary gear sets

Математическая модель трансмиссии автомобиля

Величина крутящего момента двигателя внутреннего сгорания (ДВС) M_e зависит от угловой скорости коленвала ω_e и уровня подачи топлива $\beta \in [0; 1]$. Зависимости $M_e(\omega_e, \beta)$ для разных моделей ДВС представляют аналитически или численно.

Крутящий момент ДВС представим формулой:

$$M_e = M_0 + (M_1 - M_0)\beta,$$

где M_0 и M_1 – функции, зависящие от угловой скорости коленвала ω_e . $M_0 = M_e(\omega_e)$ при $\beta = \beta_0$, $M_1 = M_e(\omega_e)$ при $\beta = \beta_1$ (β_0 и β_1 – задаваемые при моделировании значения β).

Модель ГТ задана зависимостями коэффициента момента насосного колеса и коэффициента трансформации момента K_M от передаточного отношения i_{hc} [11].

Коэффициент полезного действия (КПД) ГТ:

$$\eta_{ht} = K_M i_{ht}.$$

Сопrotивление вращению деталей планетарного редуктора задано моментами сопротивления водил и корончатого колеса, пропорциональными угловым скоростям. Сопrotивление вращению валов главной передачи (и дифференциала) задано КПД:

$$\eta_{MR} = T_{out} \omega_{out} / T_1 \omega_1,$$

где T_{out} и ω_{out} – крутящий момент и угловая скорость выходного вала главной передачи, T_1 и ω_1 – крутящий момент и угловая скорость выходного вала планетарного редуктора.

Сопrotивление движению автомобиля представим моментом T_{rf} , приложенным к маховику и нелинейно зависящим от средней угловой скорости ведущих колес (угловой скорости маховика) ω_t :

$$T_{rf} = F_z R_w [f_0 + f_1 \omega_t + f_2 (\omega_t)^2], \text{ если } f_0 + f_1 \omega_t + f_2 (\omega_t)^2 \leq f_{\max},$$

$$T_{rf} = F_z R_w f_{\max} \text{ в противном случае,}$$

где F_z – вес автомобиля; R_w – радиус колеса автомобиля; f_0 , f_1 и f_2 – параметры, зависящие от характеристик шин и дороги; f_{\max} – предельное значение коэффициента сцепления колеса с дорогой. Угловая скорость маховика принята равной угловым скоростям колес (при прямолинейном движении автомобиля). При разных угловых скоростях колес сцепление с дорогой необходимо проверять для каждого колеса отдельно.

Составляющая сопротивления движению автомобиля от уклона дороги представлена моментом T_{Slope}

$$T_{Slope} = F_z R_w \sin \gamma,$$

где γ – угол наклона текущего участка дороги к горизонту (функция пройденного автомобилем пути x).

Упруго-диссипативные свойства шин учтены моментом T_{fw} :

$$T_{fw} = C_t(\varphi_{out} - \varphi_t) + d_t(\omega_{out} - \omega_t),$$

где C_t и d_t – коэффициенты жесткости и диссипации шин автомобиля; φ_{out} и φ_t – углы поворота выходного вала и маховика.

Многодисковые фрикционы создают моменты сил трения. Момент сил трения i -го фрикциона M_i зависит от числа поверхностей трения дисков n_i , коэффициента трения f , приведенных радиусов сил трения дисков R_{ci} , силы сжатия дисков F_{ci} .

$$M_i = n_i f R_{ci} F_{ci}.$$

Зависимости сил сжатия дисков F_{ci} от времени в модели представлены кусочно-линейными функциями времени (рис. 2).

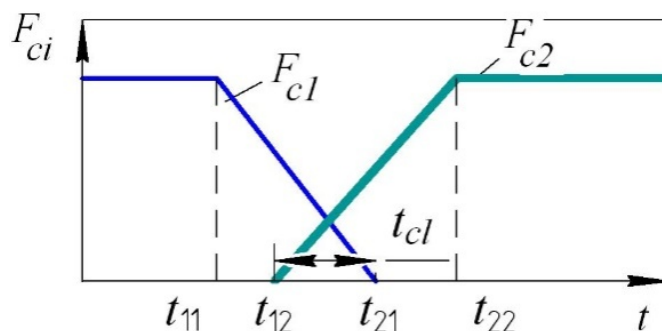


Рис. 2. Зависимости сил сжатия дисков выключаемого (F_{c1}) и включаемого (F_{c2}) фрикционов от времени: t_{11} и t_{21} – время включения и выключения 1-го фрикциона; t_{12} и t_{22} – время включения и выключения 2-го фрикциона

Fig. 2. Dependences of the friction clutch disk compression forces on time (F_{c1} – the switching off clutch, F_{c2} – switching on clutch):

t_{11} and t_{21} – switching on and off time of the 1st clutch; t_{12} and t_{22} – switching on and off time of the 2nd clutch

Время уменьшения силы сжатия выключаемого фрикциона $t_{down} = t_{21} - t_{11}$; время нарастания силы сжатия включаемого фрикциона $t_{up} = t_{22} - t_{12}$; время перекрытия $t_{cl} = t_{21} - t_{12}$.

Силы сжатия дисков F_{ci} должны быть достаточны для передачи крутящего момента или удержания в неподвижном состоянии фиксируемой детали.

Коэффициент трения f экспоненциально зависит от скорости скольжения V_S и учитывает вязкое трение.

$$f(V_S) = f_\infty + (f_0 - f_\infty) \exp[-(V_S / v_{str})^\delta] + \nu V_S, \quad (1)$$

где f_{c0} , f_∞ – значения коэффициента трения при $V_S = 0$ и при $V_S = \infty$; v_{str} – величина, определяющая интервал скорости скольжения с экспоненциальным падением коэффициента трения; δ – эмпирический показатель степени; ν – коэффициент вязкого трения. Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, когда скорость скольжения меняет направление на противоположное. Экспериментальные исследования [12] показали, что $f_{c0} = 0,09...0,105$; $f_\infty = 0,95...0,110$; $v_{str} = 31,76...34,33$ м/с; $\delta = 3,82...3,93$. При работе фрикциона коэффициент вязкого трения ν изменяется из-за изменения температуры и толщины масляной пленки на поверхности дисков в процессе их сжатия [13]. Изменение коэффициента вязкого трения ν можно компенсировать изменением силы сжатия дисков.

Суммарный момент сил трения тормозов колес автомобиля также учитывает зависимость (1).

Компьютерная модель трансмиссии автомобиля

Компьютерная динамическая модель трансмиссии автомобиля разработана в среде программного комплекса «Универсальный механизм». Модель содержит 19 тел: коленчатый вал двигателя; колесо турбины ГТ; 6 дисков фрикционов; диск тормоза колеса; солнечную шестерню; 3 водила; 3 сателлита; корончатое колесо; выходной вал главной передачи; маховик. Каждый многодисковый фрикцион представлен одним диском с эквивалентными параметрами, каждый планетарный ряд редуктора содержит один сателлит с эквивалентными параметрами.

Коленвал двигателя, колесо турбины ГТ, сателлиты, корончатое колесо, выходной вал главной передачи соединены с рамой автомобиля шарнирами вращения. Маховик соединен шарниром вращения с выходным валом главной передачи. К коленвалу приложен шарнирный момент M_e , к маховику – шарнирный момент T_{fw} и скалярные моменты T_{rf} , T_{slope} .

Гидротрансформатор, планетарный редуктор и главная передача заданы специальными силами «Гидродинамический трансформатор», «Зубчатые колеса» и «Механическая передача вращения» [11].

Силы трения фрикционов и тормоза колеса реализованы контактными силовыми элементами «Точки-Плоскость».

Моделирование переключения передач

Проведем моделирование переключения передач автомобиля трансмиссии для оценки влияния блокировки ГТ и скорости нарастания силы сжатия дисков фрикционов на такие показатели работы трансмиссии как суммарная работа сил трения фрикционов за время переключения передачи (W), КПД ГТ (η_{ht}), угловое ускорение и скорость изменения углового ускорения колес автомобиля (ϵ и $Jerk$), время синхронизации дисков включаемого i -го фрикциона (t_{Bi}).

Моделирование включает 7 примеров.

Пример 1. Моделирование 9 этапов движения автомобиля в течение 40 с без блокировки ГТ, $t_{up} = 0,1$ с; $t_{cl} = 0$.

Пример 2. Повторение всех 9 этапов моделирования примера 1 с блокировкой ГТ на 19-й секунде, $t_{up} = t_{cl} = 0,1$ с.

Пример 3. Моделирование переключения с 1-й передачи на 2-ю (1→2), и с 2-й передачи на 3-ю (2→3) без блокировки ГТ, $t_{up} = \{0,1\ 2,0\ 3,0\}$ с, $t_{cl} = 0,1$ с.

Пример 4. Моделирование переключения передач 1→2, 2→3 с заблокированным ГТ, $t_{up} = \{0,1\ 2,0\ 3,0\}$ с, $t_{cl} = 0,01$ с.

Пример 5. Моделирование переключения передач 2→1, 3→2 без блокировки ГТ, $t_{up} = \{0,1\ 2,0\ 3,0\}$ с, $t_{cl} = 0,01$ с.

Пример 6. Моделирование переключения передач 2→1, 3→2 с заблокированным ГТ, $t_{up} = \{0,1\ 2,0\ 3,0\}$ с, $t_{cl} = 0,01$ с.

Пример 7. Моделирование переключения передач 2→3 с разблокировкой ГТ за 1 с до включения фрикционов и блокированием через 1 с после синхронизации угловых скоростей, $t_{up} = \{0,1\ 1,0\}$ с, $t_{cl} = 0,01$ с.

При моделировании использованы следующие основные исходные данные (одинаковые для всех расчетов, указаны в единицах международной системы):

$$M_0 = M_N [a_0 + b_0 \omega_e + c_0 (\omega_e)^2], \quad M_1 = M_N [a_1 + b_1 \omega_e + c_1 (\omega_e)^2],$$

где $M_N = 250$ – момент на коленвале при номинальной мощности двигателя; a_i , b_i , c_i – коэффициенты интерполяции; $i = 0, 1$; $a_0 = 1$; $b_0 = -2,51E-4$; $c_0 = -1,89E-6$; $a_1 = 1$; $b_1 = 1,13E-3$; $c_1 = -2,84E-6$; $\beta_0 = 0,3$; $\beta_1 = 0,8$; активный диаметр ГТ – 0,4.

Приведенные моменты инерции коленвала ДВС с насосным колесом ГТ – 10; колеса турбины ГТ – 0,89; выходного вала главной передачи – 1; маховика – 132.

Передаточные числа передач с учетом главной передачи и дифференциала: $u_R = 27,12$;

$u_1 = 18,6; u_2 = 10,86; u_3 = 8,46; u_4 = 6,0; u_5 = 4,26; u_6 = 3,66; \eta_{MR} = 0,995.$

Коэффициенты сопротивления вращению зубчатых колес и водил – 0,005; выходного вала трансмиссии – 0,01.

Характеристики автомобиля, шин и дороги: $F_z R_w = 3600; f_0 = -5,56E-2; f_1 = -8,33E-4; f_2 = 8,33E-6; f_{max} = 0,6; C_t = 1,0E4; d_t = 1,0E3.$

Характеристики фрикционов: $n_{ifc0} R_{ci} = 0,081; n_{ifc\infty} R_{ci} = 0,078; v_{str} = 0,01; \delta = 1; v = 0,001; t_{down} = 0,1$ с.

Сила сжатия дисков i -го фрикциона линейно возрастает от 0 до F_i в течение времени t_{up} при включении фрикциона или линейно убывает от F_i до 0 в течение времени t_{down} при выключении фрикциона. $F_i = \{6; 7,5; 18; 12; 8; 25\}$ кН, $i = 1 \dots 7.$

$F_1 \dots F_5$ – максимальные значения сил сжатия дисков фрикционов $B_1 \dots B_5$; F_6 и F_7 – максимальные значения сил сжатия дисков фрикциона ГТ и тормоза колес.

Процесс моделирования движения автомобиля по участку дороги с заданным профилем включает 9 этапов (табл. 1).

Таблица 1

Этапы моделирования движения автомобиля

Table 1

Stages of car motion simulation

№ этапа	Время, с	Передача	Включенные фрикционы					
			B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_t
1	0...5	N						
2	5...8	R	x		x			
3	8...10	R	x					x
4	10...15	1	x				x	
5	15...20	2		x			x	
6	20...25	3			x		x	
7	25...30	4				x	x	
8	30...35	5			x	x		
9	35...40	6		x		x		

Примечания: N – нейтраль; R – передача заднего хода; 1...6 – номера включенных передач.

На 1-м этапе ($0 \leq t < 5$ с) трансмиссия находится в нейтральном режиме, что соответствует запуску двигателя. Во время 2-го и 3-го этапов ($5 \leq t < 10$ с) автомобиль движется задним ходом. На 3-м этапе ($8 \leq t < 10$ с) включен тормоз колес для остановки автомобиля. На 4...9-м этапах ($10 \leq t < 40$ с) происходит последовательное включение 1...6-й передач (с низшей на высшую передачу).

Графики изменения полного момента сопротивления движению автомобиля ($T_{rf} + T_{Slope}$) и составляющей момента сопротивления от уклона дороги T_{Slope} (Нм) представлены на рис. 3. На рис. 3 – 8 по оси абсцисс отложено время, с.

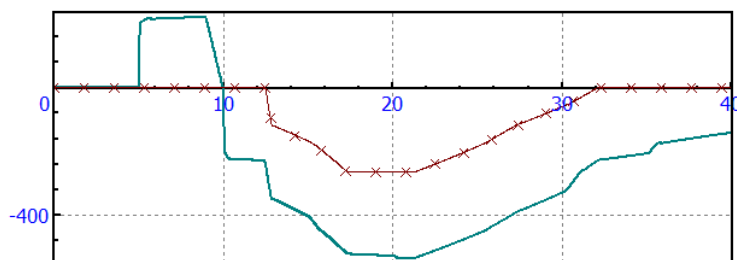


Рис. 3. Графики полного момента сопротивления движению автомобиля ($T_{rf} + T_{Slope}$) (немаркированная линия), момента сопротивления от уклона дороги T_{Slope} (маркированная крестиками линия)
 Fig. 3. Graphs of the total moment of the car movement resistance ($T_{rf} + T_{Slope}$) (unmarked line), moment of the road slope resistance T_{Slope} (marked with crosses line)

На рис. 4 приведены графики изменения крутящего момента двигателя M_e , момента турбинного колеса ГТ (Нм) и уровня подачи топлива β (в масштабе 1:200) без блокировки ГТ (а), с блокировкой ГТ на 19-й секунде (б). Графики рис. 4 соответствуют примерам 1 и 2.

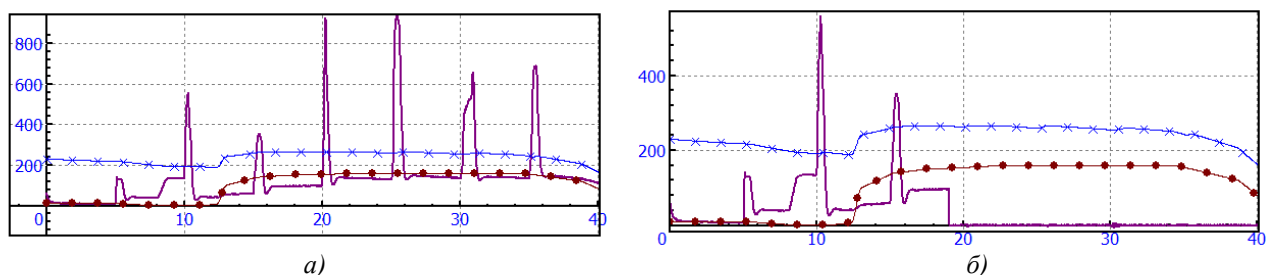


Рис. 4. Графики изменения крутящего момента двигателя M_e (маркированная крестиками линия), момента турбинного колеса ГТ (немаркированная линия) и уровня подачи топлива β (маркированная кружками линия, масштаб 1:200):

a – без блокировки ГТ; *б* – с блокировкой ГТ на 19-й секунде

Fig. 4. Graphs of the engine torque M_e (marked with crosses line), the turbine torque (unmarked line), the fuel supply level β (marked with circles line, scale 1:200):

a – without TC blocking; *b* – with TC blocking at the 19th second

При работающем ГТ момент турбинного колеса ГТ достигает максимальной величины 938 Нм при включении 4-й передачи ($t = 25,4$ с). При $t = 40$ с скорость автомобиля достигла 34,6 м/с. При включении 3-й передачи амплитуда углового ускорения колеса равна $27,6 \text{ рад/с}^2$, $Jerk = 225 \text{ рад/с}^3$, что соответствует рывку рамы автомобиля $67,5 \text{ м/с}^3$ при $R_w = 0,3$ м. Величина $Jerk$ сильно превышает рекомендованные значения $10 \dots 17,6 \text{ м/с}^3$ ($33,3 \dots 58,7 \text{ рад/с}^3$ при $R_w = 0,3$ м) [14].

Работа ДВС за 40 с равна 2677 кДж, работа сил трения фрикционов – 273 кДж. Коэффициент полезного действия ГТ снижается до 0,882, 0,833, 0,942, 0,897, 0,919, 0,951, 0,957 при включении передачи заднего хода и 1...6 передач. Коэффициент трансформации момента K_m достигает величины 3,67 при включении 3-й передачи. Максимальной величины 512 Нм момент турбинного колеса ГТ достигает при включении 1-й передачи ($t = 10,2$ с). При $t \geq 19$ с ГТ заблокирован.

Для примера 2 работа ДВС за 40 с равна 2668 кДж, работа сил трения фрикционов – 299 кДж, работа тормоза колес – 11,6 кДж. Отключение ГТ в течение более половины времени моделирования ($19 \leq t < 40$ с) привело к уменьшению работы ДВС (на 0,34 %), несмотря на увеличение работы сил трения фрикционов.

На рис. 5 приведены графики изменения угловых скоростей (рад/с) коленвала двигателя, турбинного колеса ГТ и выходного вала планетарного редуктора для примера 2: *a* – $t \in [0; 20]$; *б* – $t \in [0; 40]$.

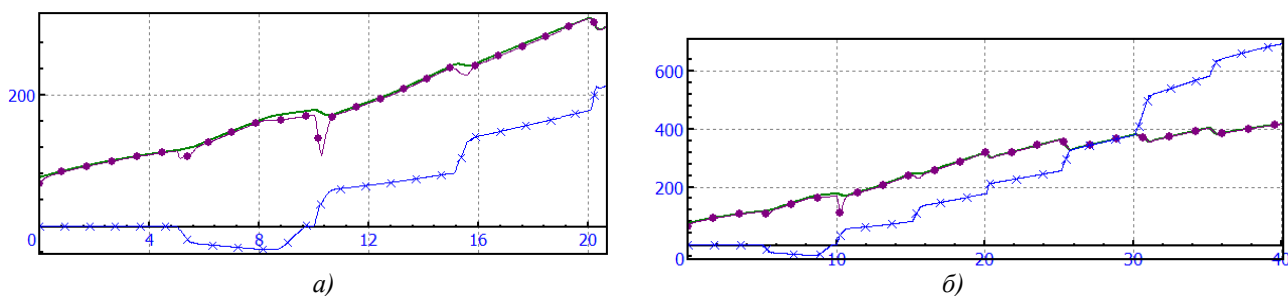


Рис. 5. Графики угловых скоростей коленвала двигателя (немаркированная линия), турбинного колеса ГТ (маркированная кружками линия) и выходного вала планетарного редуктора (маркированная крестиками линия)

Fig. 5. The angular velocities graphs of the engine crankshaft (unmarked line), the turbine (marked with circles line) and the planetary gearbox output shaft (marked with crosses line)

При $t = 40$ с скорость автомобиля достигла 34,8 м/с. Амплитуда углового ускорения колеса достигла 36,9, 21,4 и 37,4 рад/с², $Jerk = 365, 153$ и 277 рад/с³ при включении 1-й, 2-й и 3-й передач. Плавность движения автомобиля ухудшилась по сравнению с примером 1, $Jerk$ увеличился в 1,23 раза (при включении 3-й передачи).

Моделирование переключения передач 1→2 и 2→3 примера 3 проведено без блокировки ГТ. Результаты моделирования переключения передач 2→3 примера 3 показаны на рис. 6...8. На рис. 6 приведены графики изменения углового ускорения маховика (рад/с²) и КПД ГТ.

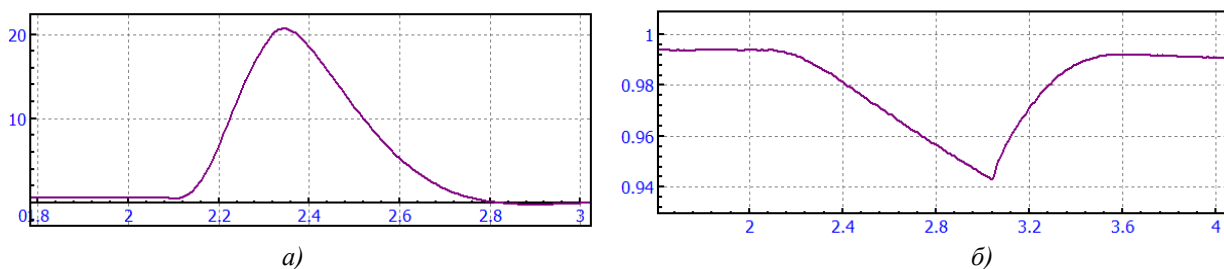


Рис. 6. Графики изменения углового ускорения маховика (а) и КПД ГТ (б) при переключении передач 2→3 и $t_{up} = 0,1$ с, $t_{cl} = 0,01$ с

Fig. 6. Graphs of changes in the angular acceleration of the flywheel (a) and the TC efficiency (b) when switching gears 2→3 and $t_{up} = 0,1$ s, $t_{cl} = 0,01$ s

При переключении передач 2→3 угловая скорость скольжения дисков фрикциона B_2 за 0,3 с увеличилась от 0 до 84,6 рад/с. Угловая скорость скольжения дисков фрикциона B_3 за это же время уменьшилась от 139 до 0 рад/с. Максимальная величина углового ускорения маховика равна 20,7 рад/с², $Jerk = 134$ рад/с³ или 40,2 м/с³.

При увеличении времени t_{up} до 2 с угловое ускорение маховика уменьшилось до 10,55 рад/с², $Jerk = 42,8$ рад/с³, что соответствует требованиям [4]. Суммарная работа сил трения фрикционов (за 3 с) увеличилась до 22,36 кДж. Время торможения дисков фрикциона B_3 увеличилось до 0,94 с. Коэффициент полезного действия ГТ уменьшился с 0,992 при $t = 2$ с до 0,943 при $t = 3,05$ с.

На рис. 7 приведены графики изменения силы сжатия дисков F_{c3} (Н) и момента сил трения M_3 (Нм) фрикциона B_3 .

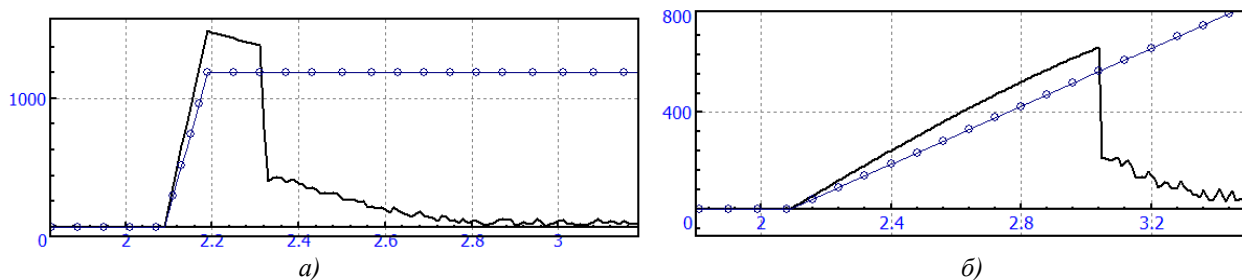


Рис. 7. Графики изменения силы сжатия дисков F_{c3} (Н) (маркированная кружками линия, масштаб 15:1) и момента сил трения M_3 (Нм) фрикциона B_3 (немаркированная линия) при переключении передач 2→3 и $t_{cl} = 0,01$ с:

$a - t_{up} = 0,1$ с; $b - t_{up} = 2$ с

Fig. 7. Graphs of changes in the compression force of disks F_{c3} (N) (marked with circles line, scale 15:1) and friction torque M_3 (Nm) of clutch B_3 (unmarked line) when shifting gears 2→3 and $t_{cl} = 0,01$ s:

$a - t_{up} = 0,1$ s; $b - t_{up} = 2$ s

При $2,1 \leq t \leq 3,04$ с отношение $M_3/(R_{c3}F_{c3})$ изменяется от 0,325 до 0,291 из-за снижения угловой скорости тормозимого корончатого колеса с 130,1 до 0,016 рад/с. Время торможения

корончатого колеса равно 0,94 с. Суммарная работа сил трения фрикционов B_2 и B_3 за время переключения передач $W = 16,74$ кДж.

На рис. 8 показан график изменения отношения $M_3/(R_{c3}F_{c3})$ фрикциона B_3 .

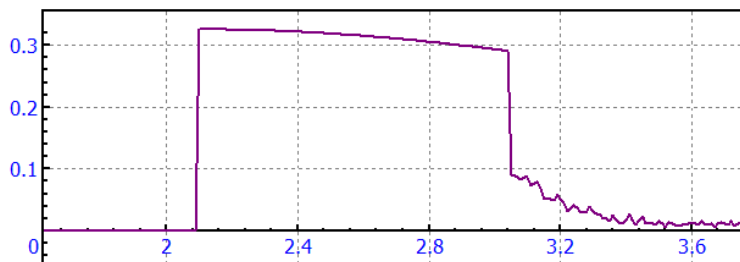


Рис. 8. График изменения отношения $M_3/(R_{c3}F_{c3})$ фрикциона B_3 при переключении передач 2→3 и $t_{up} = 2$ с, $t_{cl} = 0,01$ с

Fig. 8. Graph of the change in the ratio $M_3/(R_{c3}F_{c3})$ of the friction clutch B_3 when shifting gears 2→3 $t_{up} = 2$ s, $t_{cl} = 0,01$ s

При $2,1 \leq t \leq 3,04$ с отношение $M_3/(R_{c3}F_{c3})$ изменяется от 0,325 до 0,291 из-за снижения угловой скорости тормозимого корончатого колеса с 130,1 до 0,016 рад/с. Время торможения корончатого колеса равно 0,94 с.

Показатели работы трансмиссии для примеров 3...6 при переключении передач 1→2 и 2→3 приведены в табл. 2, при переключении передач 2→1 и 3→2 – в табл. 3.

Таблица 2

Показатели работы трансмиссии при переключении передач 1→2 и 2→3

Table 2

Transmission performance when shifting gears 1→2 and 2→3

Показатель	Переключение 1→2			Переключение 2→3		
	$t_{up} = 0,1$ с	$t_{up} = 2$ с	$t_{up} = 3$ с	$t_{up} = 0,1$ с	$t_{up} = 2$ с	$t_{up} = 3$ с
W , кДж	3,30	4,46/4,87	4,82/5,19	16,74	22,36/25,23	28,05/30,3
$min(\eta_{ht})$	0,854	0,914	0,926	0,943	0,951	0,958
$max(\eta_{ht})$	0,934	0,958	0,960	0,992	0,992	0,992
$max(\epsilon)$, рад/с ²	15,59	7,18/7,36	6,28/6,30	20,7	10,55/11,95	8,96/9,59
$Jerk$, рад/с ³	150,7	67,1/49,3	46,6/40,8	134	42,8/90,9	40,6/72,14
t_{Bis} , с	0,67	1,03/1,05	1,30/1,31	0,3	0,94/1,01	1,42/1,48

Примечания: в числителе указаны значения без блокировки ГТ, в знаменателе – с заблокированным ГТ. При $t_{up} = 0,1$ с указаны значения без блокировки ГТ.

Таблица 3

Показатели работы трансмиссии при переключении передач 2→1 и 3→2

Table 3

Transmission performance when shifting gears 2→1 and 3→2

Показатель	Переключение 2→1			Переключение 3→2		
	$t_{up} = 0,1$ с	$t_{up} = 2$ с	$t_{up} = 3$ с	$t_{up} = 0,1$ с	$t_{up} = 2$ с	$t_{up} = 3$ с
W , кДж	12,69	12,6/13,1	12,5/12,9	12,16	9,81/10,4	9,18/9,6
$min(\eta_{ht})$	0,947	0,970	0,975	0,983	0,983	0,983
$max(\eta_{ht})$	0,983	0,987	0,990	1,005	0,997	0,997
$max(\epsilon)$, рад/с ²	16,23	6,67/6,71	5,28/5,33	19,6	7,45/7,53	5,75/5,87
$Jerk$, рад/с ³	113,2	89,8/66,8	71,8/55,3	177	85/68	80/64
t_{Bis} , с	0,70	1,60/1,61	1,95/1,96	0,59	1,13/1,23	1,45/1,47

Примечания: в числителе указаны значения без блокировки ГТ, в знаменателе – с заблокированным ГТ. При $t_{up} = 0,1$ с указаны значения без блокировки ГТ. Если $\eta_{ht} > 1$, турбинное колесо ГТ вращается быстрее насосного.

Результаты моделирования показывают, что уменьшение скорости нарастания силы сжатия дисков фрикционов при увеличении t_{up} приводит к увеличению КПД ГТ, уменьшению значений $\max(\epsilon)$ и $Jerk$, увеличению работы сил трения фрикционов W при включении повышающей передачи (1→2 и 2→3) и к уменьшению W при включении понижающей передачи (3→2 и 2→1), а также к увеличению времени синхронизации дисков включаемых фрикционов t_{Bi} не зависимо от блокировки ГТ.

Блокирование ГТ увеличивает работу сил трения фрикционов W при включении повышающей и понижающей передач. Работа W увеличилась на 7,7...9,2 % и на 9,2...12,8 % при переключении передач 1→2 и 2→3, на 3,8...3,2 % и на 4,1...5,6 % при переключении передач 2→1 и 3→2. Однако потери мощности двигателя сокращаются на 0,8...5,7 % при переключении передач 2→3 и на 0,8...1,7 % при переключении передач 3→2. При переключении передач 3→2 ГТ некоторое время работает в режиме торможения, так как турбинное колесо вращается быстрее насосного.

Согласно табл. 2, при переключении передач 2→3 увеличение энергопотерь фрикционов при блокировке ГТ равно 2,87 кДж. Если $\eta_{ht} = 0,99$, эти энергопотери равны энергопотерям в ГТ за 1 с при текущей мощности двигателя 287 кВт. Поэтому целесообразность блокировки ГТ определяется не сравнением потерь энергии в ГТ и фрикционах, а такими показателями как плавность движения и увеличение крутящего момента выходного вала трансмиссии.

Блокирование ГТ несущественно увеличивает $\max(\epsilon)$ во всех рассмотренных примерах, а также время синхронизации дисков включаемых фрикционов.

Блокирование ГТ уменьшает $Jerk$ в 1,25 раза при переключении передач 3→2, но увеличивает в 2,12 – 1,78 раза при переключении 2→3. При переключении передач 1→2 и 2→1 $Jerk$ уменьшился в 1,36 – 1,14 и 1,35 – 1,3 раза соответственно.

Моделирование переключения передач 2→3 с разблокировкой ГТ за 1 с до включения фрикционов и блокированием через 1 с после синхронизации угловых скоростей (пример 7) показало, что при блокировании ГТ величины $\max(\epsilon)$ и $Jerk$ больше, чем при разблокировании ГТ. При $t_{up} = 0,1$ с скорость нарастания силы сжатия дисков фрикциона ГТ равна 150 кН/с, скорость нарастания силы $F_{c3} = 180$ кН/с, $\min(\eta_{ht}) = 0,99$; $\max(\epsilon) = 1,4$ и $4,05$ рад/с², $Jerk = 25,6$ и $116,5$ рад/с³ при разблокировании и блокировании ГТ. Величина $Jerk$ ($116,5$ рад/с³) превышает допустимое значение.

Если $t_{up} = 1$ с, скорость нарастания силы сжатия дисков фрикциона ГТ равна 15 кН/с, $\max(\epsilon) = 2,95$ рад/с², $Jerk = 22,8$ рад/с³ при блокировании ГТ. Таким образом, снижение скорости нарастания силы сжатия дисков фрикциона ГТ до 15 кН/с при блокировании ГТ уменьшает $Jerk$ до допустимой величины.

Заключение

Компьютерная модель, разработанная в среде программного комплекса «Универсальный механизм», позволяет исследовать динамические процессы в трансмиссии автомобиля, оценивать влияние параметров переключения передач на показатели качества работы автомобильной трансмиссии с ГТ.

Моделирование показало, что увеличение времени нарастания силы сжатия включаемого фрикциона t_{up} увеличивает КПД ГТ и время синхронизации дисков включаемых фрикционов, уменьшает значения $\max(\epsilon)$ и $Jerk$, увеличивает работу сил трения фрикционов W при включении повышающей передачи и уменьшает W при включении понижающей передачи не зависимо от блокировки ГТ.

При включении повышающей передачи можно рекомендовать минимальное значение t_{up} , обеспечивающее допустимую величину $Jerk$.

Блокирование ГТ увеличивает работу сил трения фрикционов W при включении повышающей и понижающей передач. Однако работа двигателя при этом уменьшается на

0,8...5,7 % при переключении передач 2→3 и на 0,8...1,7 % при переключении передач 3→2. При включении понижающей передачи ГТ некоторое время работает в режиме торможения, так как турбинное колесо вращается быстрее насосного.

Блокирование ГТ несущественно увеличивает $\max(\varepsilon)$ во всех рассмотренных примерах, а также время синхронизации дисков включаемых фрикционов.

Блокирование ГТ по-разному влияет на величину *Jerk* в рассмотренных примерах: уменьшает в 1,14 – 1,36 раза при переключении передач 1→2, 2→1 и 3→2, но увеличивает в 2,12 – 1,78 раза при переключении 2→3.

Поскольку блокирование ГТ увеличивает работу сил трения и изнашивание фрикционов, целесообразность использования ГТ зависит от характера работы автомобиля и определяется не сравнением потерь энергии в ГТ и фрикционах, а такими показателями как плавность движения и увеличение крутящего момента выходного вала трансмиссии. Гидротрансформатор целесообразно блокировать при движении с редкими переключениями передач.

При блокировании ГТ величины $\max(\varepsilon)$ и *Jerk* больше, чем при разблокировании ГТ. Снижение скорости нарастания силы сжатия дисков фрикциона ГТ до 15 кН/с при блокировке ГТ для переключения передач 2→3 уменьшает *Jerk* до допустимой величины.

Список источников:

1. Haj-Fraj A. Pfeiffer F. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions // Journal of the Franklin Institute. 2001. vol. 338. pp. 371-390.
2. Haj-Fraj A. Pfeiffer F. A model based approach for the optimization of gearshifting in automatic transmissions // International journal of vehicle design. 2002. vol. 28(1). pp. 171-188.
3. Sayın P. Schöftner J. Analytical investigation on the damping performance of a torque converter in an automotive driveline model // MATEC Web of Conferences. 2017. vol. 10, 07001. ICMAA 2017. DOI: 10.1051/71080.
4. Тарасик В.П. Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления // Автомобильная промышленность. 2016. № 7. с. 10-18.
5. Goetz M. Levesley M., Crolla D. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions // Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2005. vol. 219(8). pp. 951-963.
6. Han Y. Han W., Yi S.J. A study of shift control using the clutch pressure pattern in automatic transmission // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2003. vol. 217(4). pp. 289-298.
7. Тарасик В. П. Романович Ю.С. Переключение передач карьерного самосвала с ГМП // Автомобильная промышленность. 2018. № 8. с. 12-20.
8. Реутов А.А. Моделирование переключения передач автомобильной трансмиссии с двойным сцеплением // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2021. № 3-4 (14). с. 14-24. DOI: 10.30987/2658-6436-2021-3-4-14-24.
9. Zhang H. Zhao X., Yang J., Yang W. Shift Strategy Optimization for Automatic Transmission of Heavy Trucks Based on Dynamic Programming Algorithm // Appl. Sci. 2021. vol. 11. 5555. DOI: 10.3390/app1125555.
10. Тарасик В.П. Горбатенко Н.Н., Егоров А.Н., Региня В.В. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала // Автомобильная промышленность. 2010. № 6. с. 12-15.
11. Моделирование трансмиссии. Руководство пользователя. URL: <http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/>

References:

1. Haj-Fraj A. Pfeiffer F. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions // Journal of the Franklin Institute. 2001. vol. 338. pp. 371-390.
2. Haj-Fraj A. Pfeiffer F. A model based approach for the optimization of gearshifting in automatic transmissions // International journal of vehicle design. 2002. vol. 28(1). pp. 171-188.
3. Sayın P. Schöftner J. Analytical investigation on the damping performance of a torque converter in an automotive driveline model // MATEC Web of Conferences. 2017. vol. 10, 07001. ICMAA 2017. DOI: 10.1051/71080.
4. Tarasik V.P. Mathematical Modelling of Gear Shift with Overlapping Control Characteristics. Automotive Industry. 2016;7:10-18.
5. Goetz M. Levesley M., Crolla D. Dynamics and control of gearshifts on twin-clutch transmissions // Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2005. vol. 219(8). pp. 951-963.
6. Han Y. Han W., Yi S.J. A study of shift control using the clutch pressure pattern in automatic transmission // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2003. vol. 217(4). pp. 289-298.
7. Tarasik V.P. Romanovich Yu.S. Gear Shift in Quarry Dump Trucks with Hydromechanical Transmission. Automotive Industry. 2018;8:12-20.
8. Reutov A.A. Simulating Gear Shift of an Automobile Transmission with a Double Clutch. Automation and Modelling in Design and Management. 2021;3-4(14): 14-24. doi: 10.30987/2658-6436-2021-3-4-14-24.
9. Zhang H. Zhao X., Yang J., Yang W. Shift Strategy Optimization for Automatic Transmission of Heavy Trucks Based on Dynamic Programming Algorithm // Appl. Sci. 2021. vol. 11. 5555. DOI: 10.3390/app1125555.
10. Tarasik V.P. Gorbatenko N.N., Egorov A.N., Reginya V.V. Mechatronic automatic control system of GMP mining dump truck // Automotive industry. 2010. No. 6. pp. 12-15.
11. Simulation of the transmission. User Manual. URL: <http://www.universalmechanism.com/download/90/eng/>

com/download/90/eng/22_um_driveline.pdf (дата обращения: 18.01.2022).

12. Iqbal S. Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics/ Shoaib Iqbal, Farid Al-Bender, Agusmian P. Ompusunggu, Bert Pluymers, Wim Desmet// Mechanical Systems and Signal Processing. 2015. vol. 60-61. pp. 420-436. DOI:10.1016/j.ymssp.2014.12.024.

13. He-yun B. Wei H., Feng-xia L. Investigation of engagement characteristics of a multi-disc wet friction clutch // Tribology International. 2021. vol. 159. 106940. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.106940.

14. Li, C. Meng F., Xi J., Zhai Y. Starting shift control of heavy-duty automatic transmissions based on the optimal trajectory of turbine speed // Mechanical Systems and Signal Processing. 2019. vol. 126. pp. 490-504. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.02.030.

22_um_driveline.pdf (accessed: 18.01.2022).

12. Iqbal S. Modeling and analysis of wet friction clutch engagement dynamics/ Shoaib Iqbal, Farid Al-Bender, Agusmian P. Ompusunggu, Bert Pluymers, Wim Desmet// Mechanical Systems and Signal Processing. 2015. vol. 60-61. pp. 420-436. DOI:10.1016/j.ymssp.2014.12.024.

13. He-yun B. Wei H., Feng-xia L. Investigation of engagement characteristics of a multi-disc wet friction clutch // Tribology International. 2021. vol. 159. 106940. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.106940.

14. Li, C. Meng F., Xi J., Zhai Y. Starting shift control of heavy-duty automatic transmissions based on the optimal trajectory of turbine speed // Mechanical Systems and Signal Processing. 2019. vol. 126. pp. 490-504. DOI: 10.1016/j.ymssp.2019.02.030.

Информация об авторах:

Реутов Александр Алексеевич

д.т.н., профессор, тел.: (4832) 58-82-13, профессор кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», Scopus ID: 36704986300, 55930922900

Information about authors:

Alexander Alekseevich Reutov

Doctor of Technical Sciences, Professor, ph. (4832) 58-82-13, Professor of the Department «Handling and Transport Machines and Equipment» of Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bryansk State Technical University», Scopus ID: 36704986300, 55930922900

Статья поступила в редакцию 10.02.2022; одобрена после рецензирования 03.03.2022; принята к публикации 10.03.2022.

The article was submitted 10.02.2022; approved after reviewing 03.03.2022; accepted for publication 10.03.2022.

Рецензент – Трофименко Ю.В., доктор технических наук, профессор, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ).

Reviewer – Trofimenko Yu.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Moscow Automobile And Road Construction State Technical University (MADI).