

- по химии и физике полимеров. М.: Химия, 1990. 304 с.
3. Я.И. Френкель. Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1975. 375 с.
 4. Ходяков А.А., Каменный А.В., Измайлов С.А. Эксплуатационные материалы: Методические указания к лабораторным работам. Изд. МГТУ «МАМИ», 2010. 40 с.
 5. Вагнер В.А., Гвоздев А.М. Улучшение экологических показателей дизеля путем добавки в топливо диметилового эфира. // ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК. 2006. № 4. С. 32–38.
 6. Абу Ниджим Р.Х., Ходяков А.А., Халиль И.А.С., Федосеенко Е.Ю. Физико химические показатели смазки в трибосопряжениях ДВС. Моторное масло. М.: РУДН, 2013. 44 с.
 7. Ходяков А.А., Бернацкий В.В., Федосеенко Е.Ю. Антикоррозионные свойства антифриза системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания. // Тракторы и сельхозмашины. 2014. №12. С. 36–37.

Электромеханическая система для обеспечения неразрывности подведения мощности к двигателю при переключении передач в трансмиссии автомобиля

Горбатовский А.В., д.т.н. проф. Котиев Г.О., Чулюкин А.О.
МГТУ им. Н.Э. Баумана
chulukin@rambler.ru

Аннотация. В статье представлено описание математических моделей трансмиссии с электромеханической системой для обеспечения неразрывности подведения мощности к двигателю при переключении передач, а также трансмиссии традиционной схемы, которые позволяют исследовать характеристики разгона автомобиля. Приведены результаты моделирования на ЭВМ процесса переключения передач для рассматриваемых конструкций.

Ключевые слова: муфта сцепления, поток мощности, двигатель, крутящий момент, математическая модель, имитационное математическое моделирование, автомобиль.

Известно, что обеспечение неразрывности потока мощности от двигателя к двигателю при переключении передач в трансмиссии актуально для тракторов и автомобилей, работающих на бездорожье. В настоящее время с целью организации переключения передач в трансмиссиях автомобилей и тракторов без разрыва потока мощности применяют гидродожимные фрикционные муфты [1–6], двухпоточные двойные фрикционные муфты сцепления с автономным управлением совместно с вальными коробками передач (КП) специальной конструкции [2–4], а также планетарные КП [4–6]. Кроме того, неразрывность потока мощности, при переключении передач в трансмиссии традиционной кинематической схемы (двигатель – однопоточное сцепление – КП – главная передача) может быть обеспечена установкой в трансмиссию после КП электропривода для «докручивания» выходного вала КП – подведения мощности в трансмиссию во время переключения передач, что обеспечивает поддержание скорости вращения выходного вала КП.

В работе представлен принцип работы электромеханической системы для обеспечения неразрывности потока мощности на примере процесса разгона автомобиля с автоматизированной вальной КП и однопоточной муфтой сцепления с использованием имитационного математического моделирования на ЭВМ. Так же проведено сравнительное моделирование разгона автомобиля с разрывом потока мощности при переключении передач.

Математические модели предназначены для определения законов переключения в автоматизированной КП, так как это непосредственно связано с безопасностью движения и повышением подвижности.

В работе использовались следующие алгоритмы управления: для трансмиссии традиционной конструкции – при работе двигателя на внешней скоростной характеристике при достижении заданной скорости происходило полное выключение муфты сцепления, а сте-

пень использования мощности двигателя становилась равной нулю. Далее происходила смена передачи в КП, после чего муфта сцепления включалась, а двигатель вновь переходил на внешнюю скоростную характеристику. Для трансмиссии с электромеханической системой обеспечения неразрывности потока мощности к движителю использовались те же алгоритмы, но в момент начала выключения муфты сцепления происходило включение электродвигателя, который работал до момента полного включения муфты сцепления, поддерживая неизменной скорость выходного вала КП, затем электродвигатель переводился обратно в режим холостого хода.

Расчетная схема трансмиссии для модели с однопоточным сцеплением представлена на рисунке 1.

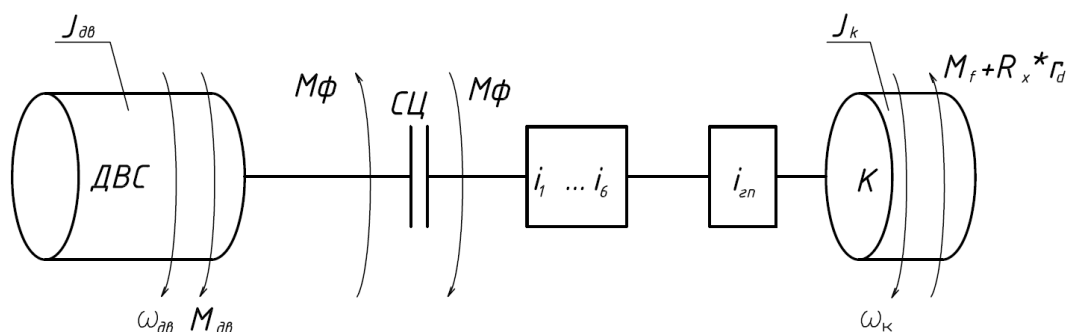


Рисунок 1. Расчетная схема трансмиссии для модели автомобиля с однопоточным сцеплением: $J_к, J_{дв}$ – приведенные моменты инерции движителя с трансмиссией и двигателя; i_i – передаточное число i ой передачи; $i_{гп}$ – передаточное число главной передачи; $M_{дв}(h_{дв}, \omega_{дв})$ – крутящий (приводной) момент двигателя в зависимости от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала;

$M_ф(h_ф)$ – момент, передаваемый муфтой сцепления, в зависимости от степени включения сцепления; M_f – момент сопротивления качению колес; $\omega_{дв}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $\omega_к$ – угловая скорость ведущих колес; R_x – продольная реакция при взаимодействии колес с опорной поверхностью; r_d – расстояние от опорной поверхности до оси колес; $h_ф \in [0; 1]$ – степень выключения сцепления; $h_{дв} \in [0; 1]$ – степень использования мощности двигателя

Для трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой расчетная схема представлена на рисунке 2.

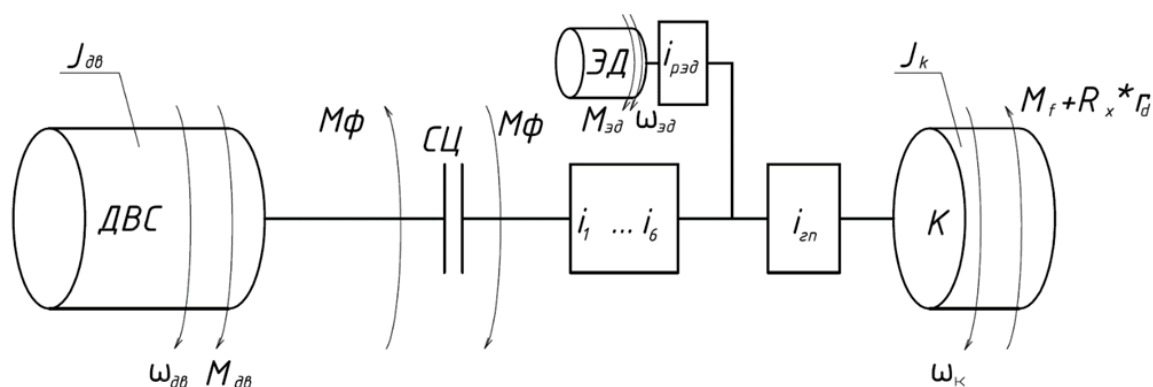


Рисунок 2. Расчетная схема трансмиссии для модели автомобиля с однопоточным сцеплением и электромеханической системой: $M_{эд}(h_{эд}, \omega_{эд})$ – крутящий (приводной) момент электродвигателя в зависимости от степени использования мощности электродвигателя и частоты вращения; $i_{ред}$ – передаточное число редуктора электродвигателя; $\omega_{эд}$ – угловая скорость вала электродвигателя

Пусть масса автомобиля и действующие силы приведены к одному колесу. Схема сил и моментов, действующих в плоскости ведущего колеса, представлена на рисунке 3 [7].

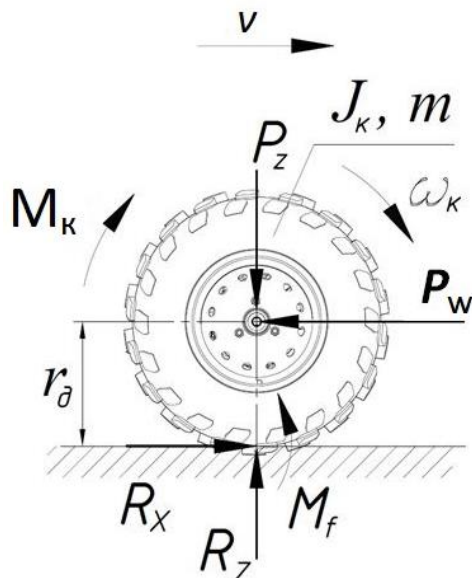


Рисунок 3. Схема сил и моментов, действующих в плоскости колеса: P_z – сила тяжести автомобиля, приведенная к колесу; $M_k = M_\phi(h_\phi) \cdot i_i \cdot i_{гп} \cdot \eta_i \cdot \eta_{гп}$ – крутящий момент, подводимый к колесу

Для трансмиссии с однопоточным сцеплением динамика прямолинейного движения автомобиля при разгоне может быть описана системой уравнений

$$\begin{cases} J_{дв} \cdot \dot{\omega}_{дв} = M_{дв}(h_{дв}, \omega_{дв}) - M_\phi(h_\phi); \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_\phi(h_\phi) \cdot i_i \cdot i_{гп} \cdot \eta_i \cdot \eta_{гп} - M_f - R_x \cdot r_d; \\ m \cdot \dot{v} = R_x - P_w, \end{cases} \quad (1)$$

где: m – масса автомобиля; \dot{v} – продольное ускорение центра масс автомобиля; P_w – сила сопротивления воздуха; η_i – КПД КП на i ой передаче; $\eta_{гп}$ – КПД главной передачи.

Продольная реакция на колесе:

$$R_x = \mu \cdot R_z,$$

где: μ – коэффициент взаимодействия (сцепления) колеса с опорной поверхностью;

R_z – нормальная реакция опорного основания; $P_z = R_z = m \cdot g$; g – ускорение свободного падения.

$$\mu = \mu_{max} \cdot \left(1 - \exp^{-\frac{S}{S_0}}\right) \cdot \left(1 + \exp^{-\frac{S}{S_1}}\right), \quad (2)$$

где: S – коэффициент скольжения, для ведущего режима колеса; S_0, S_1 – константы, определяющие вид кривой $\mu(S)$; μ_{max} – коэффициент взаимодействия колеса с опорной поверхностью при $S \rightarrow \infty$.

$$S = \frac{\omega_k \cdot r_{к0} - v}{\omega_k \cdot r_{к0}},$$

где: $r_{к0}$ – радиус качения колеса без скольжения.

Момент сопротивления качению колеса M_f , действующий в плоскости вращения, определяется зависимостью:

$$M_f = f \cdot m \cdot g \cdot r_{к0},$$

где: f – коэффициент сопротивления качению колеса.

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = C_x \cdot F \cdot \rho_w \cdot \frac{v^2}{2},$$

где: C_x – коэффициент обтекаемости автомобиля; F – лобовая площадь автомобиля; ρ_w – плотность воздуха.

Примем допущение, что крутящий момент, передаваемый сцеплением, в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления h_ϕ , может быть представлен функциями, изображенными на рисунке 4.

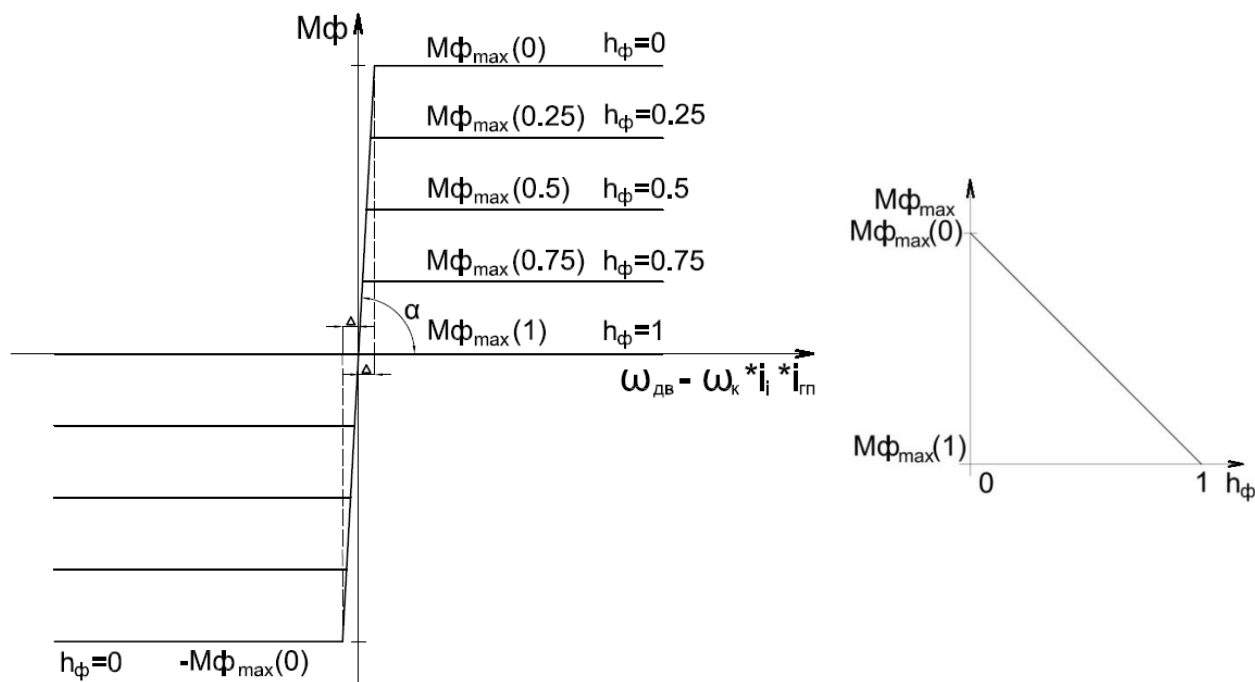


Рисунок 4. Момент, передаваемый сцеплением в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления h_ϕ

Здесь $\Delta = \frac{M_{\phi \max}(0)}{\tan(\alpha)}$; $\alpha \rightarrow 90^\circ$ ($\alpha \approx 89,9^\circ$).

Момент, передаваемый сцеплением, определяется зависимостью

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{если } |\omega_{\text{дв}} - \omega_k \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}| < \frac{M_{\phi \max}(h_\phi)}{\tan(\alpha)}, \text{ то } M_\phi(h_\phi) = (\omega_{\text{дв}} - \omega_k \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}) \cdot \tan(\alpha) \\ \text{если } |\omega_{\text{дв}} - \omega_k \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}| \geq \frac{M_{\phi \max}(h_\phi)}{\tan(\alpha)}, \\ \text{то } M_\phi(h_\phi) = M_{\phi \max}(h_\phi) \cdot \text{sign}(\omega_{\text{дв}} - \omega_k \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}) \end{array} \right.$$

Принято допущение, что максимальный момент, передаваемый сцеплением, ограничен: $M_{\phi \max}(0) = 1,15 \cdot M_{\text{дв} \max}$, при $h_\phi = 0$.

Рассчитанный момент M_ϕ подставляется в систему уравнений (1) после чего, путем интегрирования уравнений при заданных начальных условиях, определяются угловые скорости коленчатого вала двигателя и колеса, а также линейная скорость автомобиля.

Динамика разгона автомобиля для трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{\text{дв}} \cdot \dot{\omega}_{\text{дв}} = M_{\text{дв}}(h_{\text{дв}}, \omega_{\text{дв}}) - M_\phi(h_\phi); \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_\phi(h_\phi) \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\text{гп}} + M_{\text{эд}}(h_{\text{эд}}) \cdot i_{\text{рэд}} \cdot i_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{гп}} - M_f - R_x \cdot r_d; \\ m \cdot \dot{v} = R_x - P_w, \end{array} \right.$$

где: $\eta_{\text{э}}$ – КПД электропривода.

Ниже приведены результаты исследования разгона автомобиля КАМАЗ – 4308 до 100 км/ч [8, 9] с двумя типами трансмиссий.

Характеристика двигателя внутреннего сгорания, принятая при моделировании, представлена на рисунке 5.

Исходя из условия необходимой мощности ($P = 180$ кВт), для «докручивания» трансмиссии был выбран электродвигатель Орион 18 1 13 [10] с мощностью $P = 183$ кВт, массой 168 кг (см. рисунок 6).

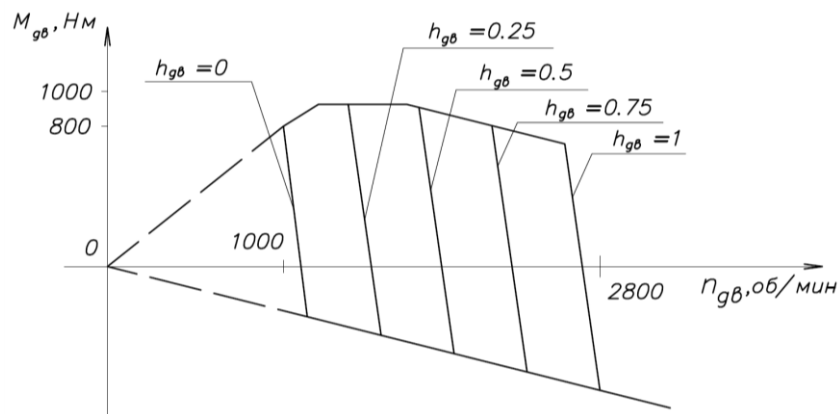


Рисунок 5. Характеристика двигателя Cummins ISB6.7e4 245 (Евро 4)

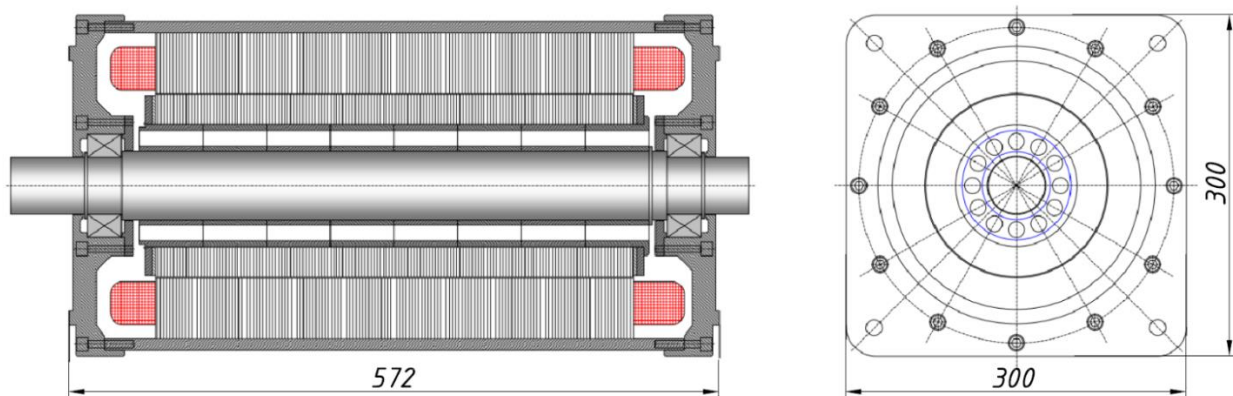


Рисунок 6. Электродвигатель Орион 18 1 13

Скоростная характеристика данного электродвигателя представлена на рисунке 7.

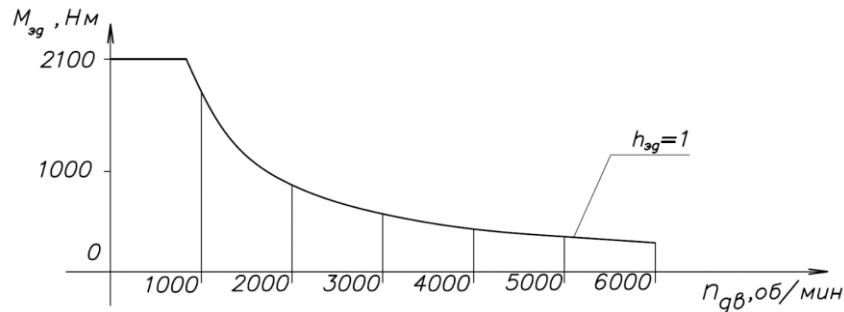


Рисунок 7. Характеристика электродвигателя Орион 18 1 13

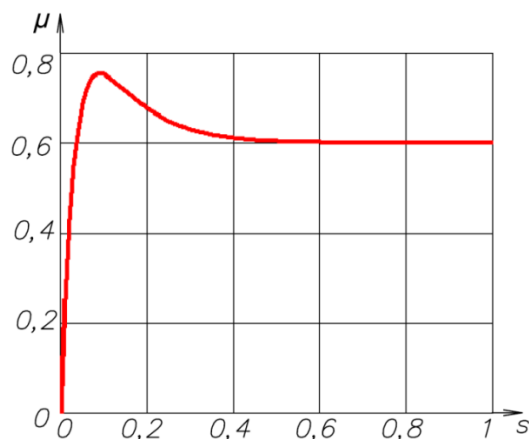


Рисунок 8. Зависимость коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью от скольжения

Характеристики взаимодействия колеса с опорной поверхностью принимались в соот-

ветствии с графиком, изображенном на рисунке 8 и формулой (2), соответствующим сухому асфальтобетонному покрытию.

Моменты переключения передач определялись по тягово динамической характеристике, представленной на рисунке 9, и отмечены стрелками. Время работы синхронизаторов включено в общий процесс переключения.

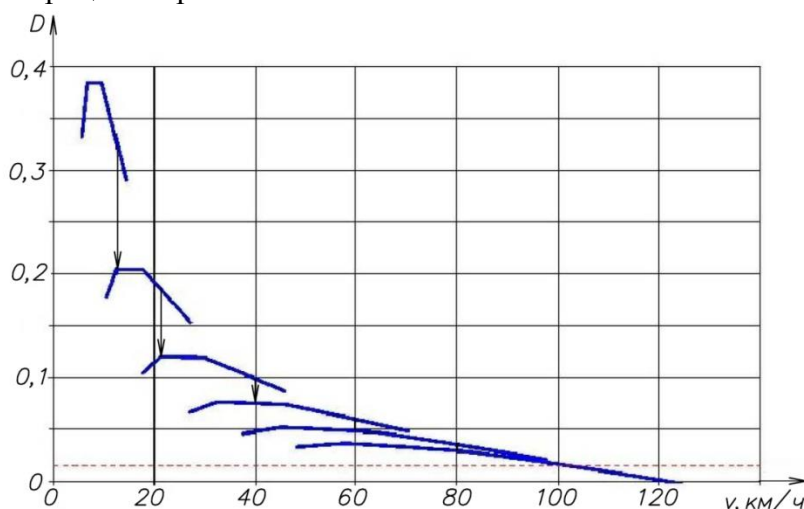


Рисунок 9. Тягово динамическая характеристика автомобиля: D динамический фактор [7]

Зависимость изменения степени включения (выключения) муфты сцепления представлены на рисунке 10.

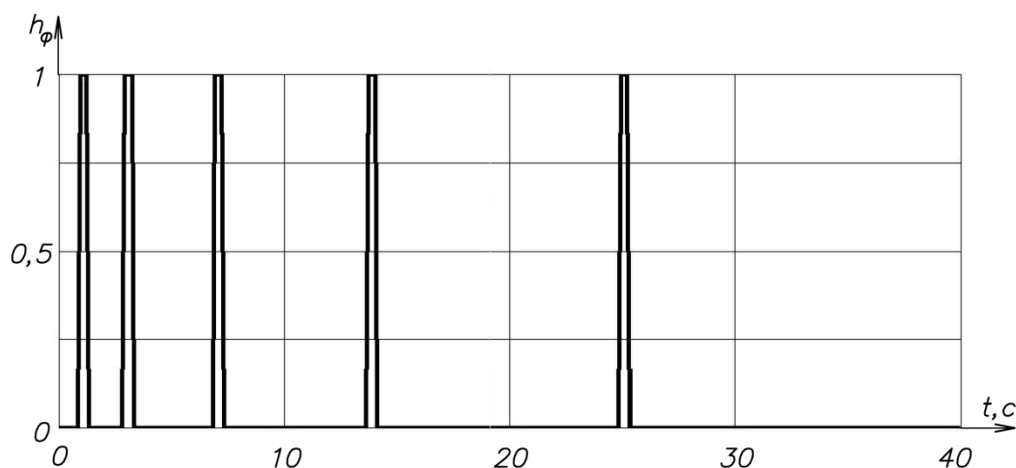


Рисунок 10. Зависимость изменения степени включения (выключения) муфты однопоточного сцепления (время переключения передач 0,5 с)

Математическая модель была реализована в среде Matlab Simulink, минимальный шаг интегрирования 10^{-7} с. Метод интегрирования дифференциальных уравнений – ode 45 (Dormund – Prince).

Моделирование проводилось при следующих исходных данных: $m = 11900$ кг; $g = 9,81$ м/с²; $f = 0,02$; $r_{k0} \approx r_d = 0,42$ м; $i_{гп} = 4,22$; $C_x = 0,8$; $F = 7,14$ м²; $\rho_w = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $v(0) = 5,57$ км/ч; $\omega_k(0) = 3,67$ рад/с; $\omega_{дв}(0) = 104,7$ рад/с; $\eta_i = 0,94$ на всех передачах в КП; $\eta_{гп} = 0,96$; $\eta_3 = 0,9$.

Передаточные числа коробки передач представлены в таблице 1.

Исходя из необходимости согласования моментных характеристик электродвигателя и двигателя внутреннего сгорания, было подобрано передаточное число редуктора электродвигателя $i_{ред} = 2$. Зависимости скорости автомобиля от времени разгона представлены на рисунках 11 и 12.

Передаточные числа коробки передач

№ передачи	Передаточное число
1	6,75
2	3,6
3	2,13
4	1,39
5	1
6	0,78

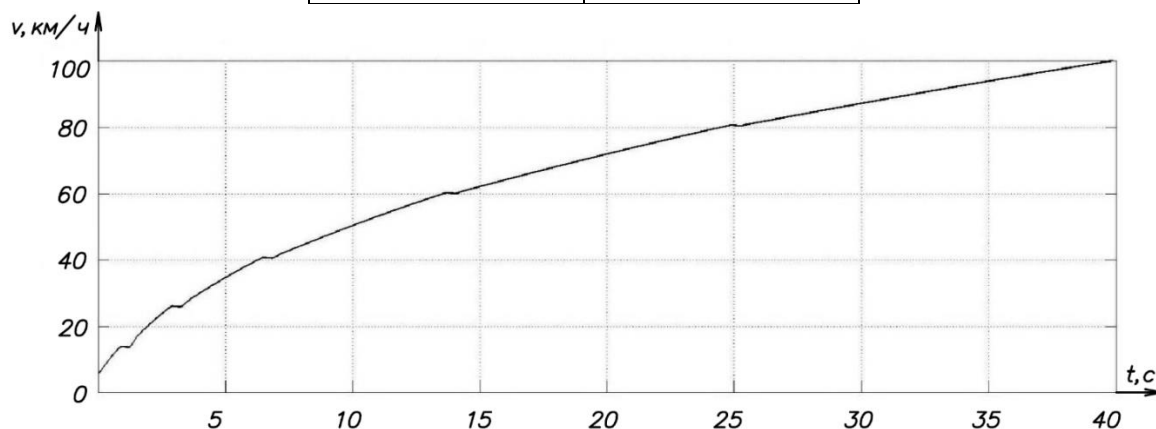


Рисунок 11. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с однопоточным сцеплением

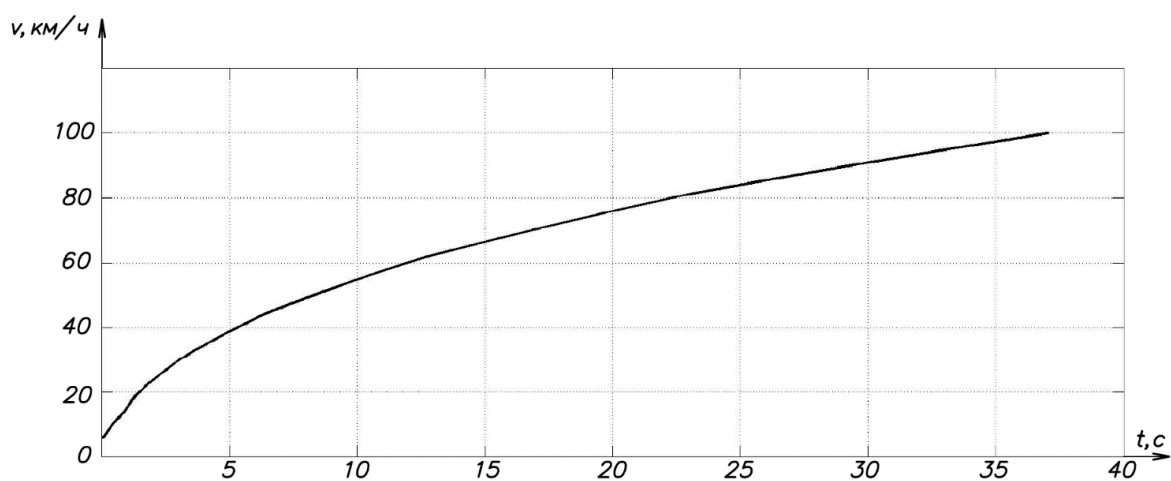


Рисунок 12. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой

По результатам моделирования установлено, что для трансмиссии с однопоточным сцеплением заданная скорость (100 км/ч) достигнута за 39,9 секунды, в то время как для трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой – за 37 секунд.

Мощность, подводимая к колесам в модели автомобиля с однопоточным сцеплением:

$$N_k = M_{\phi} \cdot \eta_i \cdot \eta_{гп} \cdot i \cdot i_{гп} \cdot \omega_k.$$

Мощность, подводимая к колесам в модели автомобиля с однопоточным сцеплением и электромеханической системой:

$$N_k = (M_{\phi} \cdot \eta_i \cdot \eta_{гп} \cdot i \cdot i_{гп} + M_{эд} \cdot \eta_{гп} \cdot \eta_{э} \cdot i_{рэд} \cdot i_{гп}) \cdot \omega_k.$$

Зависимость мощности, подводимой к колесу от времени в трансмиссии с однопоточным сцеплением, представлена на рисунке 13, а в трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой на рисунке 14.

Как видно из рисунка 13, в трансмиссии с однопоточным сцеплением происходит разрыв потока мощности ($N_k = 0$), тогда как в трансмиссии с однопоточным сцеплением и электромеханической системой (рисунок 14) этого не происходит.

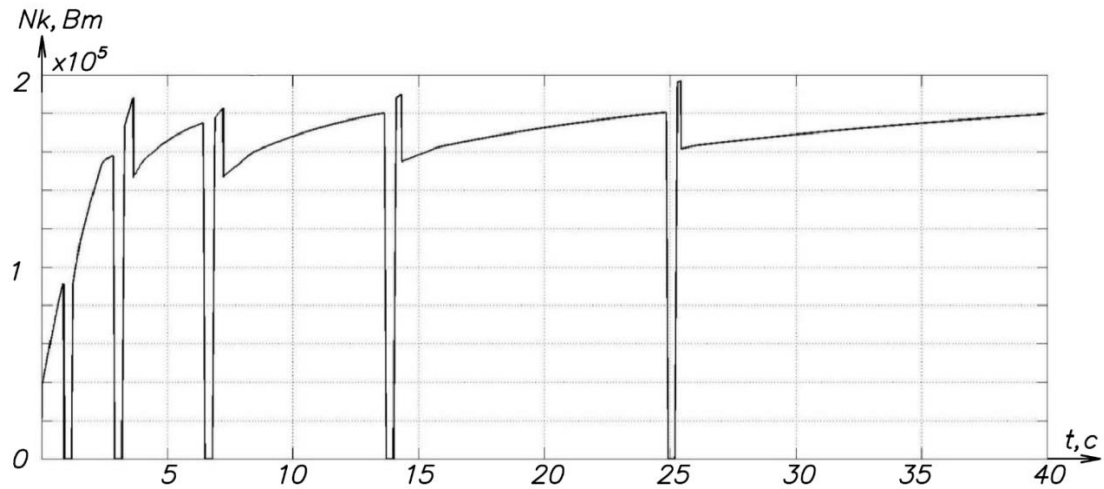


Рисунок 13. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу в трансмиссии с однопоточным сцеплением

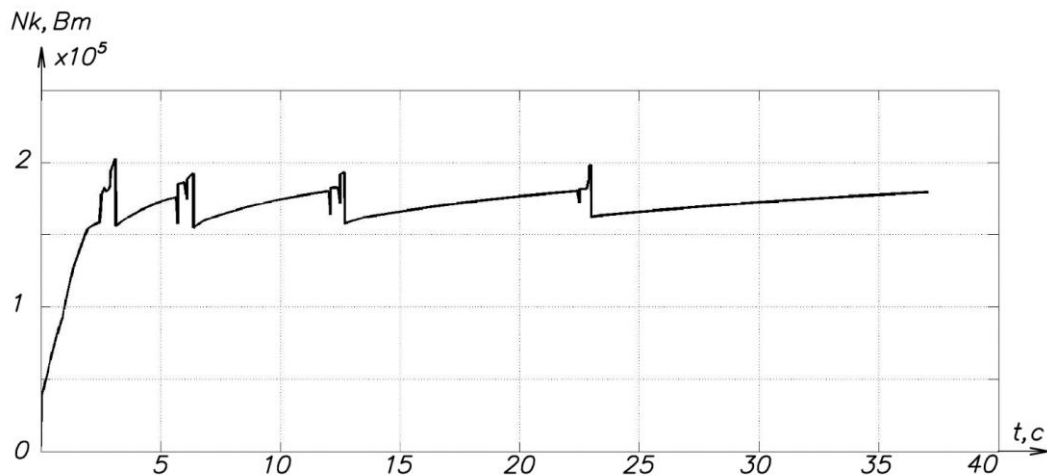


Рисунок 14. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу в трансмиссии с однопоточным сцеплением и электродвигателем

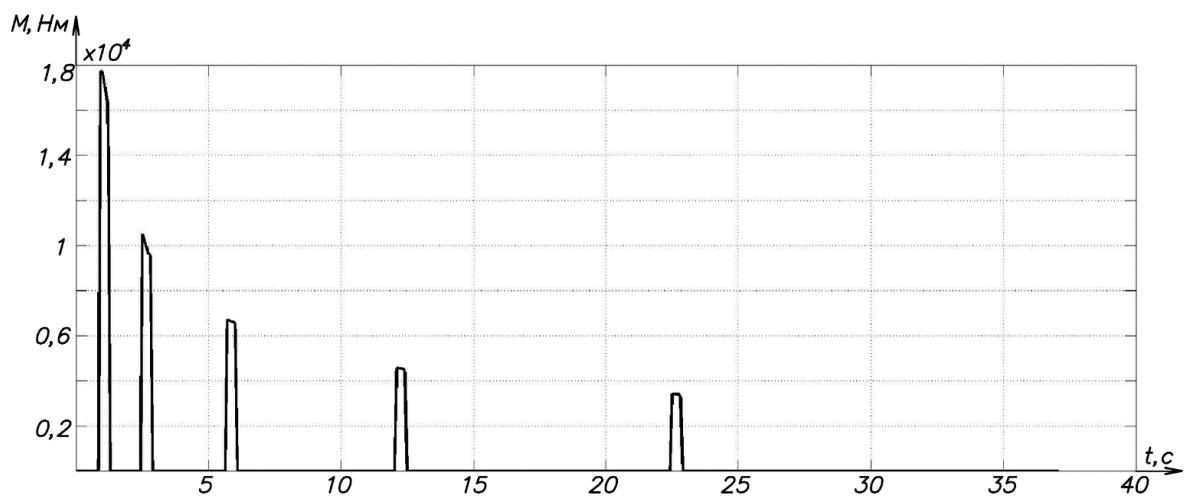


Рисунок 15. Зависимость от времени крутящего момента на валу электродвигателя

На рисунке 15 представлена зависимость крутящего момента на валу электродвигателя от времени разгона автомобиля.

Для работы электромеханической системы также требуется установка дополнительного генератора и накопителя энергии из расчета расхода энергии 5,54 кДж на одно переключение передачи в КП.

При массовом производстве и небольшой серии автомобилей, требующих автоматизации переключения передач без разрыва потока мощности, целесообразно использовать электромеханическую систему и КП традиционной конструкции, не требующих создания новой, оригинальной КП и двухпоточной двойной муфты сцепления.

Наиболее полное использование мощности, отсутствие циркуляции мощности в трансмиссии, повышение плавности переключения передач в трансмиссии с однопоточным сцеплением и электродвигателем возможно за счет оптимизации законов управления электродвигателем.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 9905/17/07 к 12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана».

Литература

1. <http://kirovets.ptz.com/>
2. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
3. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
4. Шарипов В.М., Бирюков М.К., Дементьев Ю.В. и др. Тракторы и автомобили/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Издательский дом «Спектр», 2010. – 351 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
7. http://clubflyer.ru/wp-content/uploads/images/4308_n31.jpg
8. http://www.kamaz.ru/production/serial/bortovye_avtomobili/kamaz_4308_r4/
9. <http://orionmotor.narod.ru/motors.htm>

Исследование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов

Горюнов С.В., д.т.н. проф. Шарипов В.М., д.т.н. проф. Кутьков Г.М.
Университет машиностроения, РГАУ – МСХА имени К.А. Тимирязева,
(495) 223 05 23, доб. 1111, trak@mami.ru

Аннотация. Рассмотрено влияние температуры протектора шины на долговечность пневматических шин карьерных автосамосвалов. Приведены результаты исследований характера нагрева пневматических шин в процессе эксплуатации. Методом статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные модели исследуемых многофакторных процессов.

Ключевые слова: пневматическая шина, карьерный автосамосвал, теплообразование в шине, температура нагрева, эксплуатационная скорость, вертикальная нагрузка на шину, высота грунтозацепа.

Дальнейшая интенсификация горнодобывающей промышленности России заключается в открытом способе добычи полезных ископаемых, как наиболее производительном, экономичном и безопасном. Применение открытого способа предопределило использование и развитие технологического автомобильного транспорта, которым перевозится около 80% горной массы, а эффективность самого способа в значительной мере определяется производительностью автомобильного транспорта. В настоящее время на угледобывающих предприятиях Кемеровской области эксплуатируются карьерные автосамосвалы грузоподъемностью от 45 до 220 тон. Наибольшую эффективность в технологическом процессе по добыче угля