

УДК 629.33

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БУКСОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЯ В НАЧАЛЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОСНАЩЁННОГО РАЗЛИЧНЫМИ ТРАНСМИССИЯМИ, НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ГРУНТЕ

А. В. Горбатовский, инж. / ПАО «КамАЗ»

Г. О. Котиев, д. т. н., проф., А. О. Чулюкин, инж., В. В. Васильев, асп. /
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

Известно, что обеспечение неразрывности потока мощности от двигателя к движителю при переключении передач в трансмиссии и плавное начало движения с места актуально для автомобилей, работающих на бездорожье [1, 2]. В настоящее время с целью организации переключения передач в трансмиссиях автомобилей и тракторов без разрыва потока мощности применяют гидropоджимные фрикционные муфты [3], двухпоточные двойные фрикционные муфты сцепления с автономным управлением совместно с вальными коробками передач (КП) специальной конструкции [4], а также гидродинамические передачи.

В работе представлен сравнительный расчёт динамики начала движения на деформируемом грунте автомобиля с фрикционным двухпоточным сцеплением и автомобиля с гидродинамической передачей с использованием имитационного математического моделирования на ЭВМ.

Математические модели предназначены для сравнения потерь при движении с места на деформируемом грунте автомобиля, оснащённого фрикционным двухпоточным сцеплением, и автомобиля с гидродинамической передачей, так как это непосредственно связано с повышением проходимости и топливной экономичностью.

В исследовании использовались модели перспективных трансмиссий автомобиля КамАЗ-65603.

Расчётная схема для трансмиссии с двухпоточным фрикционным сцеплением представлена на рис. 2.

Для трансмиссии с двухпоточным сцеплением динамика прямолинейного движения автомобиля при начале движения может быть описана системой уравнений (1) [6, 7, 8, 9]:

$$\begin{cases} J_{дв} \cdot \dot{\omega}_{дв} = M_{дв}(h_{дв}, \omega_{дв}) - M_{\phi 1}(h_{\phi 1}) - M_{\phi 2}(h_{\phi 2}); \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_{\phi 1}(h_{\phi 1}) \cdot i_i \cdot i_{тн} \cdot \eta_i \cdot \eta_{тн} + M_{\phi 2}(h_{\phi 2}) \cdot i_j \cdot i_{тн} \cdot \eta_j \cdot \eta_{тн} - \\ - (f_w + \varphi) \cdot P_z \cdot \frac{v}{\omega_k}; \\ m \cdot \dot{v} = R_x - P_w, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса автомобиля; \dot{v} — продольное ускорение центра масс автомобиля; P_w — сила сопротивления

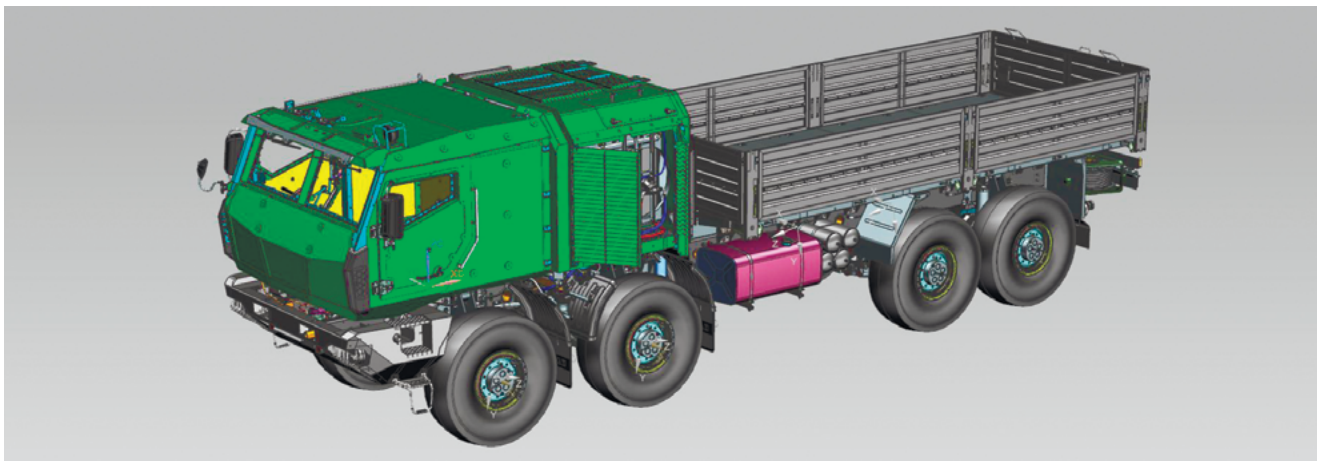


Рисунок 1. КамАЗ-65603

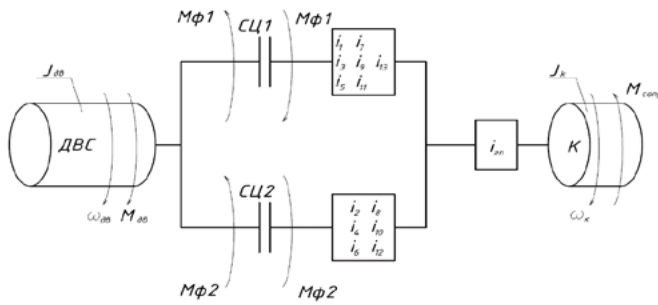


Рисунок 2. Расчётная схема для трансмиссии с двухпоточным фрикционным сцеплением [5], где $J_K, J_{ДВ}$ — приведённые моменты инерции двигателя с трансмиссией и двигателя; i_1, i_2, i_3 — передаточные числа смежных передач в КП; $i_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $M_{ДВ}(h_{ДВ}, \omega_{ДВ})$ — крутящий (приводной) момент двигателя в зависимости от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала; $M_{ф1}(h_{ф1}), M_{ф2}(h_{ф2})$ — моменты, передаваемые первым и вторым сцеплениями; $h_{ф1}, h_{ф2} \in [0; 1]$ — степень выключения первого и второго сцеплений соответственно; $M_{сопр}$ — момент сопротивления качению колёс; $\omega_{ДВ}$ — угловая скорость коленчатого вала двигателя; ω_K — угловая скорость ведущих колёс; R_x — продольная реакция при взаимодействии колёс с опорной поверхностью; r_d — расстояние от опорной поверхности до оси колёс; $h_i \in [0; 1]$ — степень выключения i -го сцепления; $h_{ДВ} \in [0; 1]$ — степень использования мощности двигателя; $M_{сопр} = (f_w + \varphi) \cdot P_z \cdot v / \omega_K$ — удельные потери энергии; f_w — удельная свободная тяга; — вертикальная сила, действующая на ось колеса; v — продольная скорость центра масс автомобиля

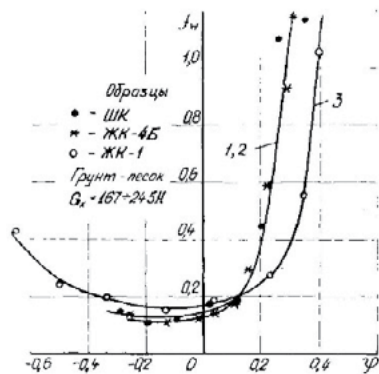


Рисунок 3. Удельные потери энергии при качении модификаций колеса

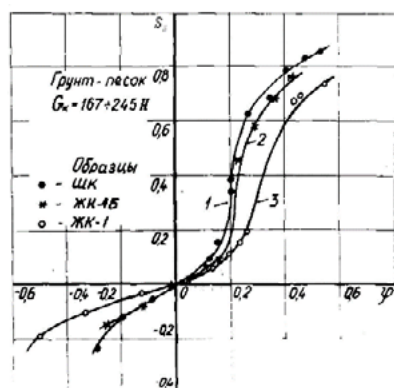


Рисунок 4. Тягово-сцепные характеристики модификаций колеса

ния воздуха; η_i — КПД КП на i -й передаче; η_m — КПД главной передачи.

Характеристиками процесса прямолинейного качения колеса в различных случаях движения являются удельные потери энергии f_w (потери энергии при качении на единицу пройденного колесом пути при единичной вертикальной нагрузке), удельная свободная тяга φ (продольная сила, приложенная к оси катящегося колеса, при единичной вертикальной нагрузке), коэффициент буксования $S = (\omega_K \cdot r_{ko} \cdot v) / (\omega_K \cdot r_{ko})$, где r_{ko} — радиус колеса в свободном режиме.

Результаты испытаний представляются в виде тягово-энергетических $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепных характеристик $\varphi = f(S)$. Примеры экспериментальных характеристик представлены на рис. 3 и 4 [6, 7, 8, 9].

Методика проведения экспериментальных исследований при прямолинейном качении с целью получения представленных характеристик опирается на уравнение энергетического баланса (уравнение (2)), суть которого заключается в том, что подводимая к равномерно катящемуся колесу энергия расходуется на совершение работы продольной силой и на потери при взаимодействии с опорным основанием:

$$M_K \cdot \omega_K = P_x \cdot v + f_w \cdot P_z \cdot v \quad (2)$$

где M_K — крутящий момент, подводимый к колесу; P_x — продольная сила, действующая на ось колеса.

Тогда выражение для определения удельных энергетических потерь с учётом, что $\varphi = P_x / P_z$, примет вид:

$$f_w = \frac{M_K \cdot \omega_K}{P_z \cdot v} - \frac{P_x}{P_z} = \frac{M_K \cdot \omega_K}{v} - \varphi \quad (3)$$

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, изображёнными на рис. 5 [10].

Момент, передаваемый сцеплением, определяется зависимостью (4):

$$\begin{cases} \text{если } |\omega_{ДВ} - \omega_K \cdot i_l \cdot i_{гп}| < \frac{M_{фmax}(h_\varphi)}{\tan(\alpha)}, \text{ то } M_\varphi = (\omega_{ДВ} - \omega_K \cdot i_l \cdot i_{гп}) \cdot \tan(\alpha); \\ \text{если } |\omega_{ДВ} - \omega_K \cdot i_l \cdot i_{гп}| \geq \frac{M_{фmax}(h_\varphi)}{\tan(\alpha)}, \text{ то } M_\varphi = M_{фmax}(h_\varphi) \cdot \text{sign}(\omega_{ДВ} - \omega_K \cdot i_l \cdot i_{гп}). \end{cases} \quad (4)$$

Принято допущение, что максимальный момент, передаваемый сцеплением, ограничен:

$$M_{фmax}(0) = 1,15 \cdot M_{ДВmax} \text{ при } h_\varphi = 0.$$

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

Расчётная схема для трансмиссии с гидротрансформатором представлена на рис. 6.

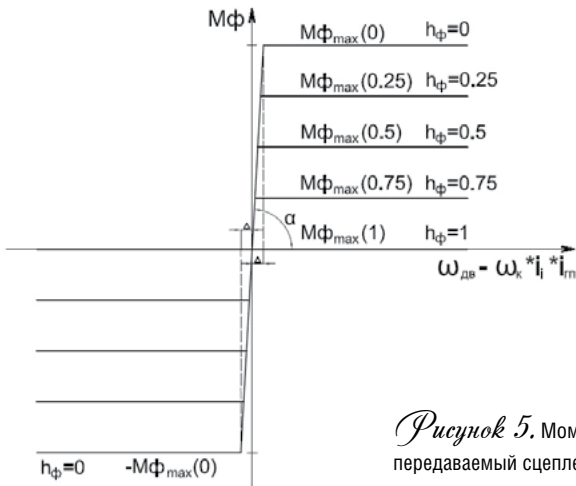


Рисунок 5. Момент, передаваемый сцеплением в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления h_{φ} , где $\Delta = M_{\varphi_{max}}(0)/\tan(\alpha)$; $\alpha \rightarrow 90^\circ$ ($\alpha \approx 89,9^\circ$)

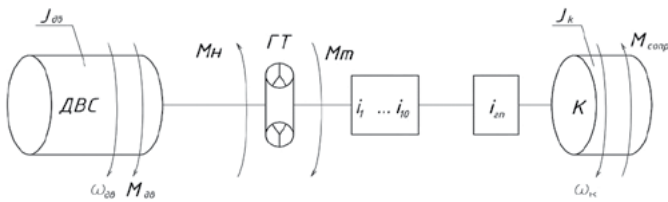
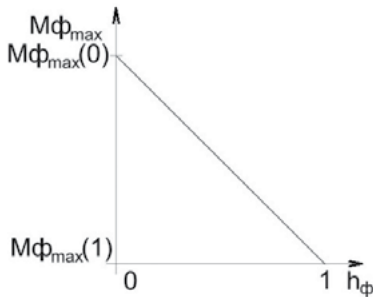


Рисунок 6. Расчётная схема для трансмиссии с гидротрансформатором

Для трансмиссии с гидротрансформатором динамика прямолинейного движения автомобиля при начале движения может быть описана системой уравнений (5):

$$\begin{cases} J_{дв} \cdot \dot{\omega}_{дв} = M_{дв}(h_{дв}) - M_{н}; \\ J_{к} \cdot \dot{\omega}_{к} = M_{т} \cdot i_i \cdot i_{гп} \cdot \eta_i \cdot \eta_{гп} - (f_w + \varphi) \cdot P_z \cdot \frac{v}{\omega_k}; \\ m \cdot \dot{v} = R_x - P_w \end{cases} \quad (5)$$

где $M_{н} = \lambda \rho D^5 \omega_{дв}^2$ — момент на насосном колесе гидротрансформатора; λ — коэффициент момента; ρ — плотность рабочей жидкости; D — активный диаметр гидротрансформатора; $M_{т} = kM_{н}$ — момент на турбинном колесе гидротрансформатора; k — коэффициент трансформации.

Продолжение читайте в следующем номере.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. К вопросу о буксовании фрикционных сцеплений при переключении передач без разрыва потока мощности в коробках передач автомобилей и тракторов / В. М. Шарипов, М. И. Дмитриев, А. С. Зенин и др. // Тракторы и сельхозмашины. — 2015. — № 6.
2. Тараторкин А. И. Снижение динамической нагруженности фрикционов гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Труды НАМИ. — 2015. — № 260.
3. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др. / под ред. Ф. Р. Геккера и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с.
4. Шарипов В. М. Конструирование и расчёт тракторов. — М.: Машиностроение, 2004. — 592 с.
5. Горбатовский А. В., Котиев Г. О., Чулюкин А. О. Исследование разгона автомобиля КамАЗ-4308 с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления в трансмиссии // Известия МГТУ «МАМИ». — 2015. — Т. 1. — № 2 (24).
6. Горелов В. А., Жирный Р. И., Котиев Г. О. Метод прогнозирования опорной проходимости автопоезда при прямолинейном движении по бездорожью // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2012. — № 10.
7. Котиев Г. О., Горелов В. А. Моделирование прямолинейного движения полноприводной колёсной машины по несвязным грунтам // Труды НАМИ. Автомобили и двигатели: сб. науч. тр. — М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2009. — Вып. 241. — С. 25–39.
8. Котиев Г. О., Горелов В. А. Закон распределения мощности по колёсам для транспортного робототехнического комплекса // Известия Южного федерального университета. Технические науки. — 2010. — Т. 104. — № 3. — С. 124–127.
9. Чижов Д. А., Горелов В. А., Котиев Г. О. Лабораторный расчётно-экспериментальный комплекс для исследований тягово-энергетических свойств колёсных движителей // Тракторы и сельхозмашины. — 2012. — № 4. — С. 21–27.
10. Горбатовский А. В., Котиев Г. О., Чулюкин А. О. Электромеханическая система для обеспечения неразрывности подведения мощности к движителю при переключении передач в трансмиссии автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». — 2015. — Т. 1. — № 3 (25).