

УДК 629.11.012.5

DOI: 10.46960/62045_2020_2_10

Л.А. Черепанов, Д.А. Тарасов
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СЦЕПЛЕНИЯ
ПРИ ТРОГАНИИ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА

Тольяттинский государственный университет

Представлена модель крутильных колебаний трансмиссии автомобиля. Приведены результаты исследования работы сцепления при трогании автомобиля с места. Рассмотрен пример расчета параметров сцепления.

Ключевые слова: автомобиль, сцепление, трансмиссия, момент двигателя, момент трения сцепления, уравнения, программа расчета.

Известно, что при исследовании крутильных колебаний трансмиссия автомобиля представляется в виде механической колебательной системы, состоящей из нескольких (обычно не более пяти или шести) сосредоточенных масс, соединенных валами, обладающих жесткостью, но лишенных массы. В процессе колебаний инерционные элементы системы обладают только кинетической энергией, податливые элементы – только потенциальной. Для упрощения математического описания элементы эквивалентной механической колебательной системы приводят к нескольким или одному валу (чаще к коленчатому валу двигателя). При приведении должны сохраняться равенства кинетической энергии (равенства приводимой и приведенной массы, потенциальных энергий деформаций приводимого и приведенного упругих звеньев системы и энергии рассеивания на приводимом и приведенном элементах системы).

На рис. 1 показана приведенная к коленчатому валу двигателя эквивалентная динамическая система трансмиссии легкового автомобиля.

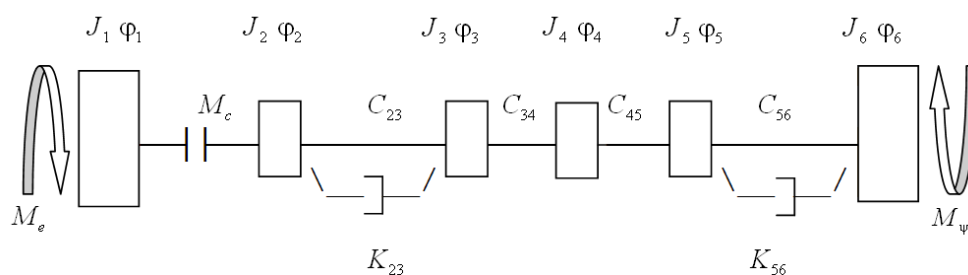


Рис. 1. Динамическая система трансмиссии автомобиля

На рис. 1 отражены Φ_i – углы поворота масс, M_e – крутящий момент двигателя; M_c – момент трения сцепления; M_ψ – момент сопротивления движения. Представлены массы с моментом инерции: J_1 – кривошипно-шатунного механизма двигателя, маховика и нажимного диска сцепления; J_2 – ведомого диска сцепления; J_3 – деталей коробки передач и половины карданного вала; J_4 – половины карданного вала и деталей главной передачи; J_5 – полуоси и колеса в сборе; J_6 – приведенная к маховой поступательно-движущая масса автомобиля. Отражены на рисунке звенья с жесткостями: C_{23} – пружин демпфера сцепления; C_{34} – валов коробки передач, карданной передачи (если есть и упругой муфты); C_{45} – полуосей;

C_{56} – шин ведущих колес, а также звенья с демпфирующими элементами: K_{23} – трение в демпфере сцепления; K_{56} – трение в шинах.

Движение масс динамической системы описывается системой дифференциальных уравнений, полученных с помощью уравнения Лагранжа второго рода:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c \quad (1)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_c - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - K_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \quad (2)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + K_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) \quad (3)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 = C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) \quad (4)$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 = C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - K_{56}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) \quad (5)$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 = C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - K_{56}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + M_\psi \quad (6)$$

Известно, что наибольшая теплонагруженность деталей сцепления, максимальные динамические нагрузки в системе «двигатель – сцепление – трансмиссия» возникают при переходных режимах движения и, в частности, при трогании автомобиля с места. Задача моделирования переходных процессов в автомобиле является многоструктурной. Многоструктурность заключается в том, что на режимах трогания и разгона динамика движения автомобиля описывается различными системами дифференциальных уравнений. Для удобства различные структуры характеризует признаками А и В, т.е., вектором состояния динамической системы $S = \langle A, B \rangle$. При $A = 0$ сцепление не буксует, а при $A = 1$ сцепление пробуксовывает. При $B = 0$ автомобиль неподвижен, а при $B = 1$ начинает движение. Различные системы дифференциальных уравнений подробно описаны в работах [1,2].

В первоначальный момент времени $t = 0$, когда автомобиль стоит, нагружение (закручивание) трансмиссии описывается уравнениями при $A = 1, B = 0$, т.е. $S = \langle 1, 0 \rangle$. Двигатель работает по частичной скоростной характеристике с частотой вращения ω . В коробке передач включена ступень с передаточным числом U_1 . Включается сцепление, момент трения сцепления которого зависит от силы сжатия фрикционных дисков, коэффициента трения, размеров и числа дисков. Как только крутящий момент на ведущих колесах превысит момент сопротивления покоя, автомобиль начинает движение $A = 1, B = 1$ ($S = \langle 1, 1 \rangle$). Сцепление пробуксовывает и продолжает включаться, автомобиль движется. В этом случае момент сопротивления движению складывается из сопротивления качению шин и аэродинамического сопротивления воздуха. Если частота вращения ведущей и ведомой частей сцепления сравниваются, произойдет блокировка сцепления. Этому случаю соответствуют уравнения при $A = 0, B = 1$ ($S = \langle 0, 1 \rangle$). Разгон автомобиля продолжается при заблокированном сцеплении.

Для исследования переходного процесса разработана программа «Start». Программа представляет возможность проанализировать процесс трогания автомобиля любой компоновки на различных типах дорог (изменяются коэффициенты сопротивления качения и сцепления), а также учитывает ограничение крутящего момента на ведущих колесах, определяемого силой сцепления для заданных дорожных условий.

Если момент на первичном вале коробки передач превышает момент трения сцепления, происходит размыкание сцепления. Система дифференциальных уравнений (1) – (6) решается численным интегрированием методом Рунге-Кутты.

Результатом расчета является изменение во времени:

- частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- частоты вращения ведомого диска сцепления;
- момента двигателя;
- момента трения сцепления, а также сцепления, удельная
- работа буксования и температура нагрева;

- моментов нагрузки узлов и деталей трансмиссии

На рис. 2 изображен процесс буксования сцепления. Параметры трансмиссии не совпадают с параметрами, приведенными в примере, когда коэффициент запаса сцепления 1,38; масса ведомого диска 1,01 кг, время включения сцепления 0,200 с, время буксования 0,87 с, температура нагрева 17,6 °С, удельная работа буксования 84,7 Дж/см².

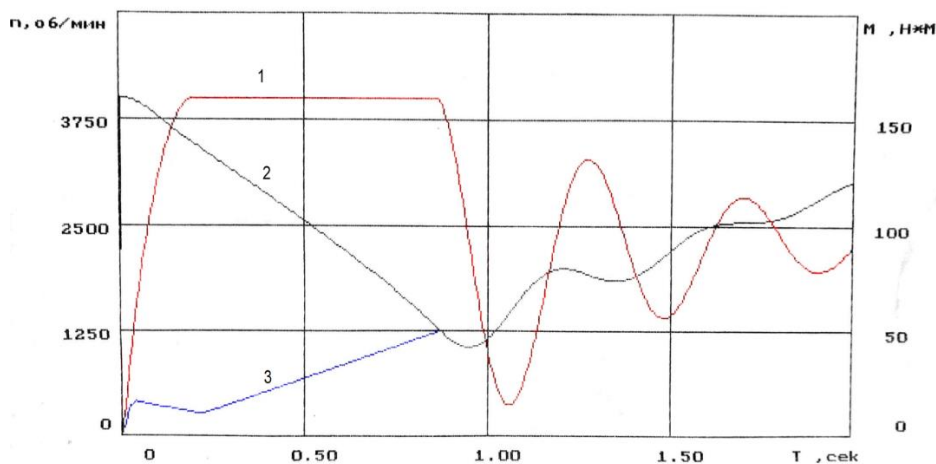


Рис. 2. Процесс буксования сцепления при трогании автомобиля

1 – момент на первичном валу коробки передач;
2 – обороты ведущего диска сцепления;
3 – обороты ведомого диска сцепления

Пример определения наружного диаметра D_n ведомого диска сцепления для легкового автомобиля второго класса классической компоновки с использованием программы «Start». Использование классических методов оптимизации вызывает в работе ряд трудностей ввиду сложности формирования критерия оптимизации.

Поэтому при определении наружного диаметра D_n применялись следующие рассуждения. Для данного случая, т.е., для работы сцепления, известен ряд показателей качества Q_i ; $i=1,2,\dots,n$, например: Q_1 – коэффициент запаса сцепления β , Q_2 – повышение температуры нажимного диска сцепления за одно трогание τ , Q_3 – удельная работа буксования w , Q_4 – масса ведомого диска m , Q_5 – давление на фрикционные накладки q , Q_6 – нажимное усилие пружины $P_{пр}$.

Эти показатели определены либо ГОСТом, либо конструктивными особенностями диска. Совокупность представленных характеристик дает полное представление о том, что проектируемый ведомый диск удовлетворяет техническому заданию на разработку.

В примере расчета наружного диаметра D_n используется метод оптимизации, напоминающий собой метод Гаусса-Зайделя. Момент трения сцепления рассчитывается по формуле:

$$M_c = R_{cp} \cdot \mu \cdot Z \cdot P_{пр}, \quad (7)$$

где R_{cp} – средний радиус ведомого диска, μ – коэффициент трения, Z – число пар поверхностей трения, $P_{пр}$ – нажимное усилие пружины.

Потребуем выполнения следующих неравенств:

$$1.2 \leq Q_1 \leq 1.75 \text{ – для легковых автомобилей}$$

$$Q_2 \leq 10\text{С}, Q_3 \leq 160 \text{ Дж/см}^2, Q_4 \leq 1\text{кг}, 1.8 \leq Q_5 \leq 2.3 \text{ кг/см}^2$$

Из-за условия размещения элементов демпфера сцепления внутренний диаметр ведомого диска оставляем таким же, как у автомобиля аналога $D_{вн} = 0.142$ м. В первом цикле задаемся начальными значениями $D_n^0 = 0.180$ м и $P_{пр}^0 = 3100$ н и изменяем величину D_n в сторону возрастания до тех пор, пока не будет выполнено условие $Q_2 \leq 10$ С (рис. 3). При этом контролируются параметры Q_3, Q_4, Q_5 (рис. 4, 5).

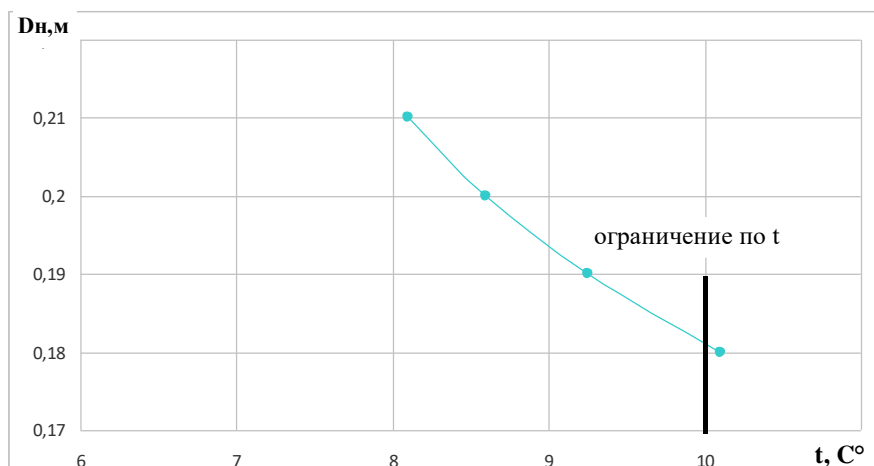


Рис. 3. Зависимость наружного диаметра сцепления от температуры нажимного диска сцепления за одно трогание автомобиля с места

Этому условию удовлетворяет $D_n = 0,2$ м. Полученное значение D_n фиксируется и изменяется величина $P_{пр}$ в сторону возрастания до тех пор пока не будет выполнено условием $Q_5 \leq 2.3$ кг/см² (рис. 7), при контролируемых параметрах Q_1, Q_2, Q_3 (рис 6.).

В результате расчетов имеем $D_n = 200$ мм, $P_{пр} = 3400$ н, что обеспечивает температуру нагрева нажимного диска 7,2 °С, удельную работу буксования 34,5 Дж/см², коэффициент запаса сцепления 1,52, массу ведомого диска 1,01 кг и давление на фрикционные накладки 2,23 кг/см². Полученные параметры показателей укладываются в нормы, предписанные соответствующими ГОСТами. Таким образом, можно заключить, что подход к выбору параметров сцепления корректен.

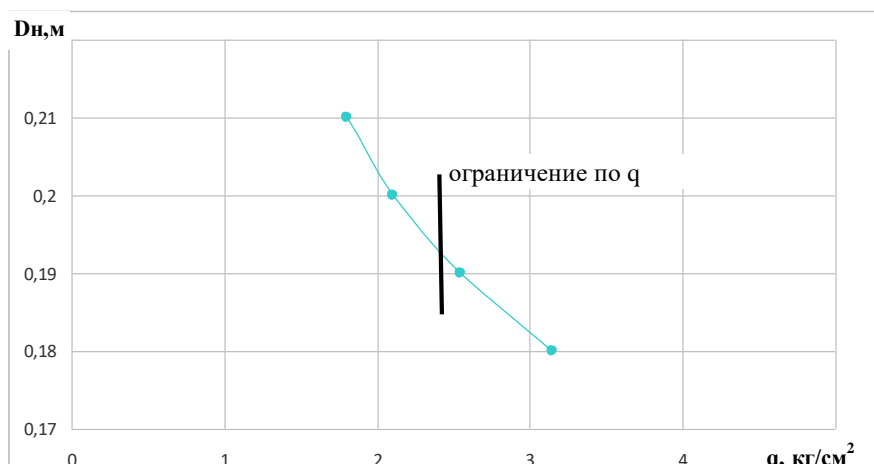


Рис. 4. Зависимость наружного диаметра сцепления от давления на фрикционные накладки

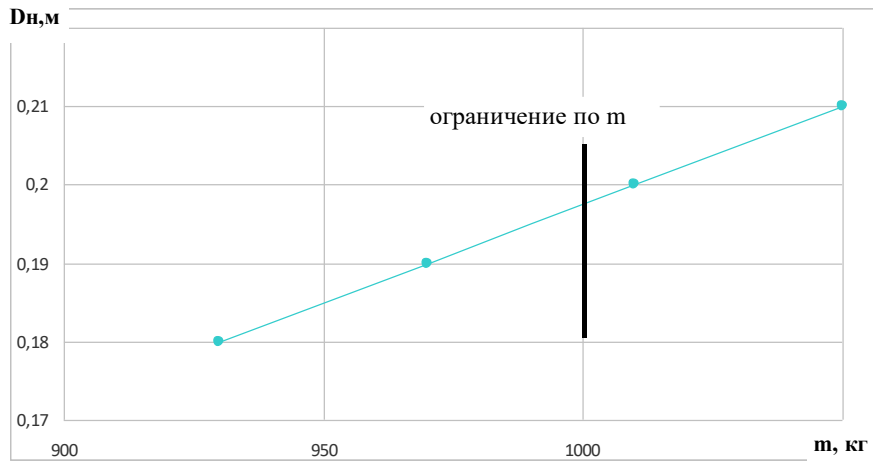


Рис. 5. Зависимость наружного диаметра сцепления от массы ведомого диска

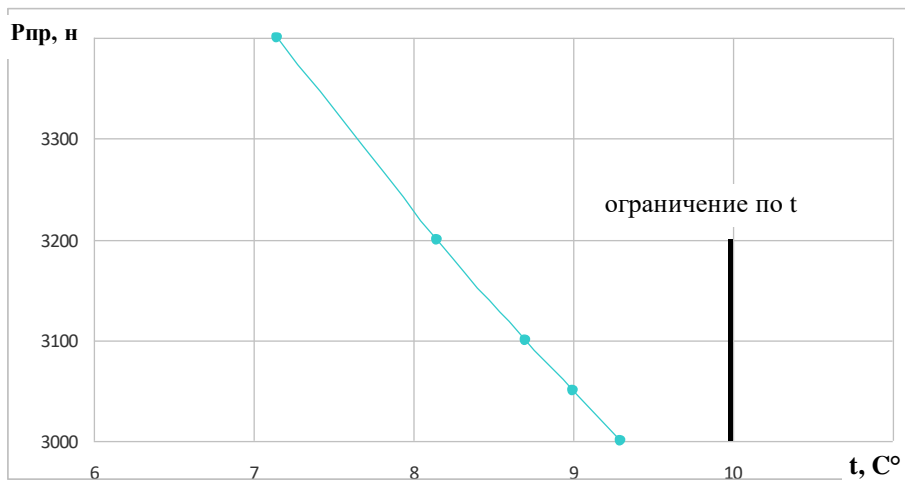


Рис. 6. Зависимость нажимного усилия пружины от температуры нажимного диска сцепления за одно трогание автомобиля с места

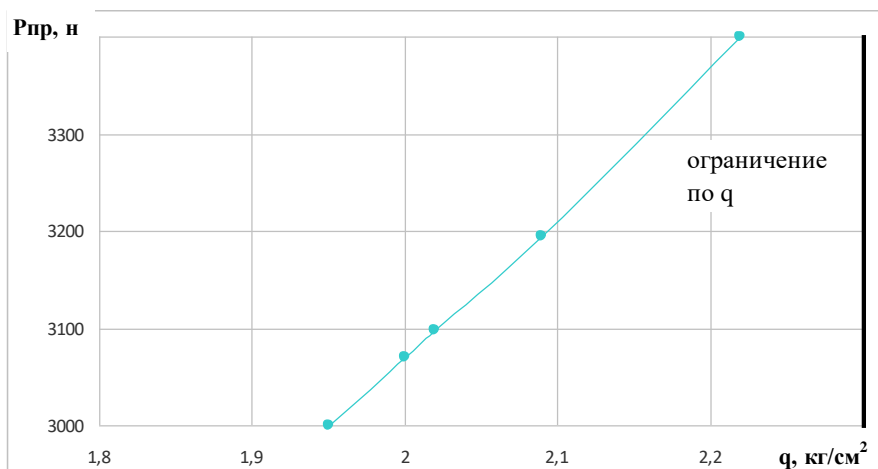


Рис. 7. Зависимость нажимного усилия пружины от давления на фрикционные накладки

Выводы

Представленные материалы позволяют исследовать крутильные колебания трансмиссии автомобиля любой компоновочной схемы. Приведенные результаты расчетов параметров сцепления при трогании автомобиля с места позволяют оптимизировать их на стадии проектирования сцепления.

Библиографический список

1. Малов, С.С. Исследование трогания и разгона с переключением передач многоприводного автомобиля КраЗ типа 6×6 с механической трансмиссией [Текст] / С.С. Малов, Ю.А. Ечеистов и др. //Безопасность и надежность автомобиля. Межвузовский сборник научных трудов. М. 1982. С. 149-164.
2. Беляев, В.П. Аналитическое определение вероятностных характеристик нагруженности трансмиссии автомобиля [Текст] / В.П. Беляев, В.Л. Довжиг, Л.А. Черепанов //Автомобили и тракторы. – Челябинск. 1981. № 268.