

Исследование влияния структурных параметров на динамические нагрузки в механической трансмиссии автомобиля с гибридными силовыми установками (ГСУ)

к.т.н. проф. Селифонов В.В., Нгуен Хак Туан
МГТУ «МАМИ»

tuannkc@yahoo.com

Аннотация. Предложен метод исследования влияния структурных параметров на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля с ГСУ. Представлены результаты расчета динамических нагрузок в звеньях трансмиссии автомобиля УАЗ 5153 с ГСУ (МГТУ «МАМИ») [2] при запуске ДВС с ходу.

Ключевые слова: трансмиссия автомобиля с ГСУ, динамические нагрузки.

Для расчетов на прочность трансмиссии автомобиля необходимо определить максимальный динамический момент, который может возникнуть в ней при наиболее неблагоприятных условиях. В трансмиссиях автомобиля с ГСУ максимальный динамический момент может возникнуть в случаях, например, при «броске педали сцепления для запуска ДВС с ходу», при «колесах, примерзших к грунту»... В настоящей работе представлен метод исследования влияния структурных параметров на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля с ГСУ.

На рисунке 1. представлена динамическая схема, по которой можно определить динамические нагрузки в трансмиссии автомобилей с ГСУ

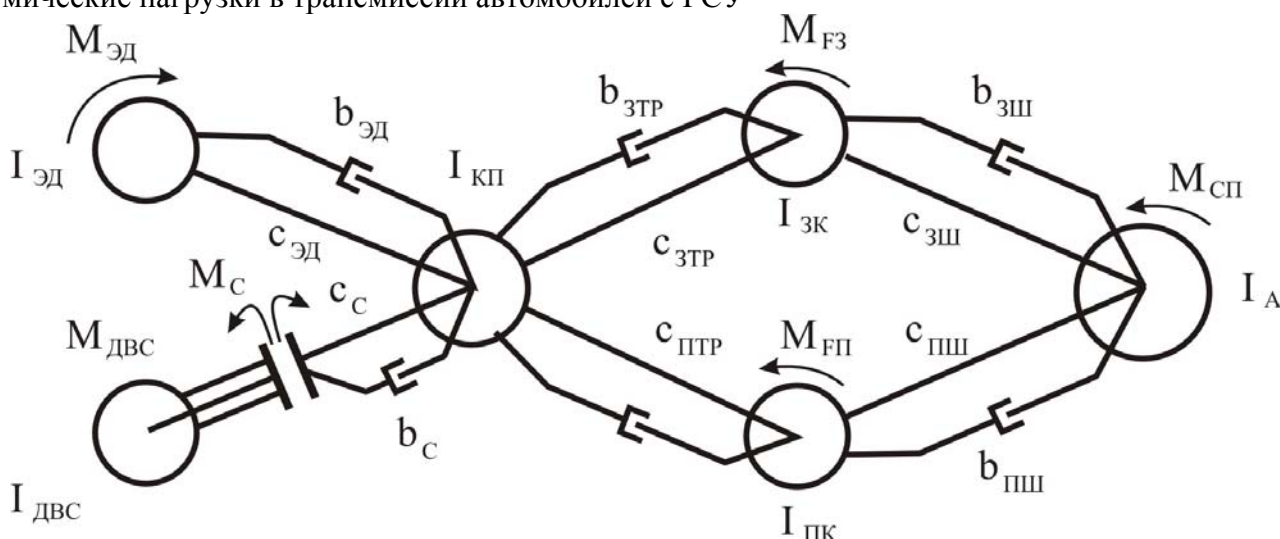


Рисунок 1- Динамическая схема трансмиссии автомобиля с ГСУ

В схеме на рисунке 1 приняты следующие обозначения: моменты инерции $I_{двс}$ - ДВС с маховиком; $I_{эд}$ - электродвигателя; I_c - деталей сцепления; $I_{кп}$ -главной КПП и раздаточной коробкой; $I_{пк}$ -деталей переднего моста с передними колесами; $I_{зк}$ деталей заднего моста с задними колесами; I_a – маховика, эквивалентного поступательно-движущейся массе автомобиля; жесткости и коэффициенты демпфирования: c_c, b_c –сцепления; c_z, b_z – звена, связывающего вал электродвигателя с раздаточной коробкой; $c_{птр}, b_{птр}, c_{зтр}, b_{зтр}$ – деталей трансмиссий переднего и заднего моста; $c_{пш}, b_{пш}, c_{зш}, b_{зш}$ – тангенциальные жесткости и коэффициенты демпфирования передней и задней шин; внешние моменты: $M_{сп}$ – момент сопротивления (включает моменты: момент сопротивления подъему, момент аэродинамического сопротивления); $M_{эд}$ - момент электродвигателя; M_c -момент трения сцепления; $M_{двс}$ -момент ДВС; $M_{фз}, M_{фп}$ – моменты сопротивления качению на ведущих колесах переднего и заднего моста.

Дифференциальные уравнения движения системы, приведенной на рисунке 1, можно записать в виде:

$$\begin{aligned}
 I_{\varphi_0} \ddot{\varphi}_0 &= M_{\varphi_0} - c_{\varphi}(\varphi_{\varphi} - \varphi_{\kappa\kappa}) - b_{\varphi}(\dot{\varphi}_{\varphi} - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}); \\
 I_c \ddot{\varphi}_c &= M_c - c_c(\varphi_c - \varphi_{\kappa\kappa}) - b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}); \\
 I_{\delta\delta c} \ddot{\varphi}_{\delta\delta c} &= M_{\delta\delta c} - M_c; \\
 I_{\kappa\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa\kappa} &= c_c(\varphi_c - \varphi_{\kappa\kappa}) + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}) + c_{\varphi}(\varphi_{\varphi} - \varphi_{\kappa\kappa}) + b_{\varphi}(\dot{\varphi}_{\varphi} - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}); \\
 &\quad - u[c_{\text{зтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{зк}}) + b_{\text{зтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{зк}})] - u.[c_{\text{нтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{нк}}) + b_{\text{нтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{нк}})]; \\
 I_{\text{зк}} \ddot{\varphi}_{\text{зк}} &= c_{\text{зтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{зк}}) + b_{\text{зтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{зк}}) - c_{\text{зш}}(\varphi_{\text{зк}} - \varphi_a) - b_{\text{зш}}(\dot{\varphi}_{\text{зк}} - \dot{\varphi}_a) - M_{F3}; \\
 I_{\text{нк}} \ddot{\varphi}_{\text{нк}} &= c_{\text{нтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{нк}}) + b_{\text{нтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{нк}}) - c_{\text{нш}}(\varphi_{\text{нк}} - \varphi_a) - b_{\text{нш}}(\dot{\varphi}_{\text{нк}} - \dot{\varphi}_a) - M_{FП}; \\
 I_a \ddot{\varphi}_a &= c_{\text{зш}}(\varphi_{\text{зк}} - \varphi_a) + b_{\text{зш}}(\dot{\varphi}_{\text{зк}} - \dot{\varphi}_a) + c_{\text{нш}}(\varphi_{\text{нк}} - \varphi_a) + b_{\text{нш}}(\dot{\varphi}_{\text{нк}} - \dot{\varphi}_a) - M_{\text{СП}}; \\
 M_{уЭД} &= c_{\varphi}(\varphi_{\varphi} - \varphi_{\kappa\kappa}) + b_{\varphi}(\dot{\varphi}_{\varphi} - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}); \\
 M_{уС} &= c_c(\varphi_c - \varphi_{\kappa\kappa}) + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}_{\kappa\kappa}); \\
 M_{ПТР} &= c_{\text{нтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{нк}}) + b_{\text{нтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{нк}}); \\
 M_{\text{зТР}} &= c_{\text{зтр}}(u.\varphi_{\kappa\kappa} - \varphi_{\text{зк}}) + b_{\text{зтр}}(u.\dot{\varphi}_{\kappa\kappa} - \dot{\varphi}_{\text{зк}}); \\
 M_{\text{зШ}} &= c_{\text{зш}}(\varphi_{\text{зк}} - \varphi_a) + b_{\text{зш}}(\dot{\varphi}_{\text{зк}} - \dot{\varphi}_a); \\
 M_{ПТР} &= c_{\text{нш}}(\varphi_{\text{нк}} - \varphi_a) + b_{\text{нш}}(\dot{\varphi}_{\text{нк}} - \dot{\varphi}_a),
 \end{aligned} \tag{1}$$

где: $M_{уЭД}$, $M_{уС}$, $M_{ПТР}$, $M_{\text{зТР}}$, $M_{\text{зШ}}$ – упругие моменты на валу электродвигателя, сцепления, в передней и задней трансмиссиях моста, в передней и задней шинах, соответственно;

φ_{φ} , φ_c , $\varphi_{\delta\delta c}$, $\varphi_{\kappa\kappa}$, $\varphi_{\text{зк}}$, $\varphi_{\text{нк}}$, φ_a – углы поворота масс I_{φ_0} , I_c , $I_{\delta\delta c}$, $I_{\kappa\kappa}$, $I_{\text{зк}}$, $I_{\text{нк}}$, I_a соответственно; u – передаточное число трансмиссии.

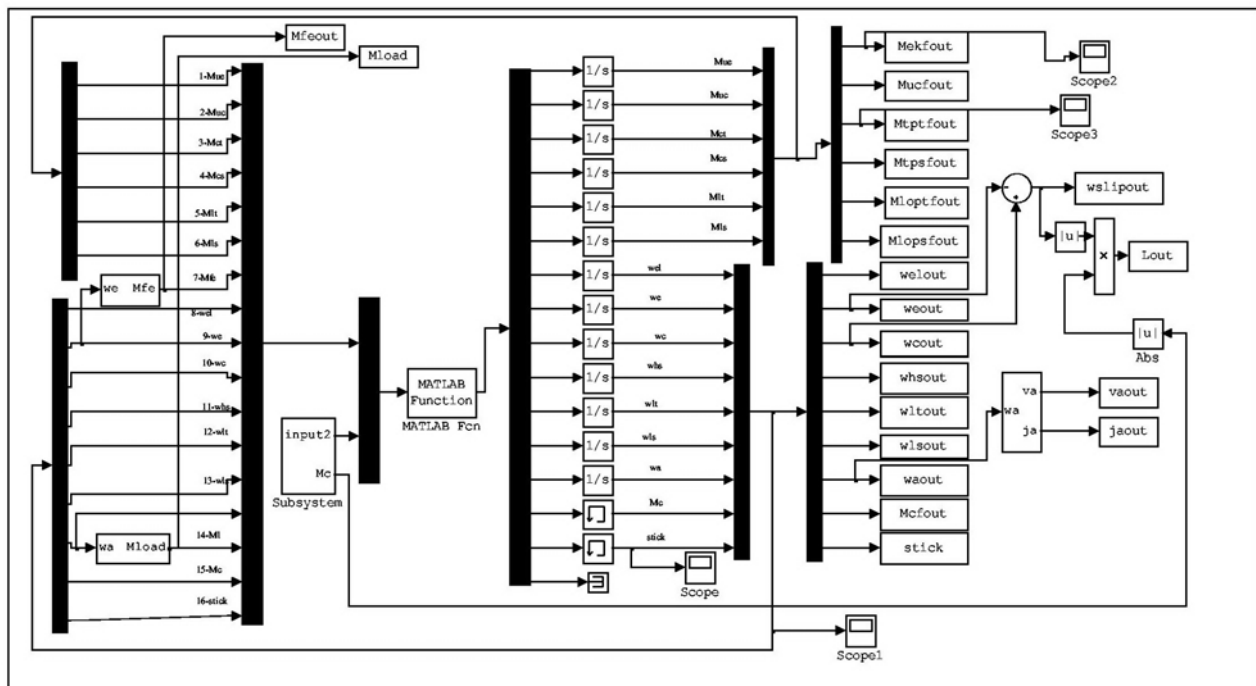


Рисунок 2 – Структурная схема SIMULINK пакета MATLAB для расчета динамических нагрузок в механических трансмиссиях автомобилей с ГСУ

При решении системы уравнений (1) можем определить моменты в упругих звеньях трансмиссии. Данную систему уравнений можно решить разными методами, здесь приводим исследование динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля УАЗ 5153 с ГСУ, разработанное учеными и специалистами МГТУ «МАМИ» [2] при «броске педали сцепления» для запуска ДВС с ходу с помощью пакета SIMULINK-MATLAB [4] (рисунок 2). Начальные условия при расчете: при $t = 0$; $M_{\text{эд}} = 180$ Нм; скорость автомобиля $V_a = 30$ км/ч, $t_{\text{сц}} = 0,5$ с.

При запуске ДВС с ходу $M_{\text{двс}}$ является моментом сопротивления и описывается выра-

жением [3]:

$$M_{\text{двс}} = -QV_n(B + D.n) \text{ [Н.м]},$$

где: B , D , Q – эмпирические коэффициенты (для бензинового двигателя $B = 0,4-0,5$; $D = 0,0035$; $Q = 12,5$);

V_n , n – рабочий объем и обороты ДВС.

При определении динамических нагрузок в трансмиссии момент трения сцепления M_c представляется в виде экспоненциальной зависимости [1]:

$$M_c = M_{\text{сц,ст}} \cdot (1 - e^{-kt}),$$

где: $M_{\text{сц,ст}}$ – статический момент трения в сцеплении;

$k = 3/t_c$ – константа, характеризующая темп включения сцепления;

t_c – время включения сцепления.

Величина $t_{\text{сц}}$ является случайной, можно принять $t_{\text{сц min}} = 0,015$ с, $t_{\text{сц max}} = 1,5$ с

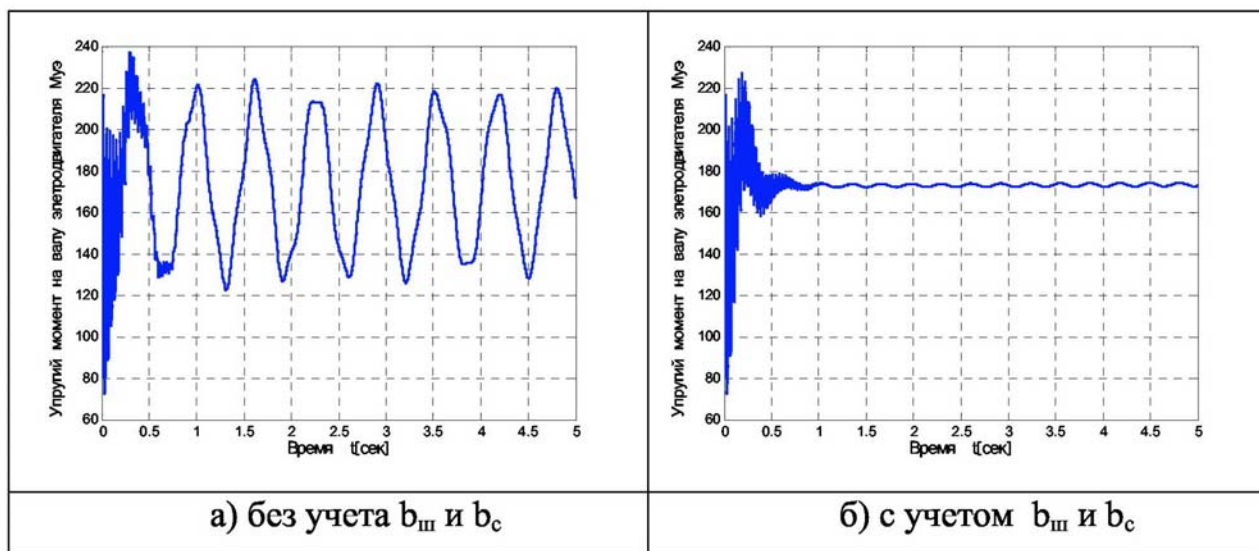


Рисунок 3 – Зависимости упругих моментов на валу двигателя от времени

На рисунке 3 представлены результаты расчёта динамических моментов на валу электродвигателя в двух случаях: без учета (рисунок 3,а) и с учетом (рисунок 3,б) коэффициента демпфирования сцепления и шины.

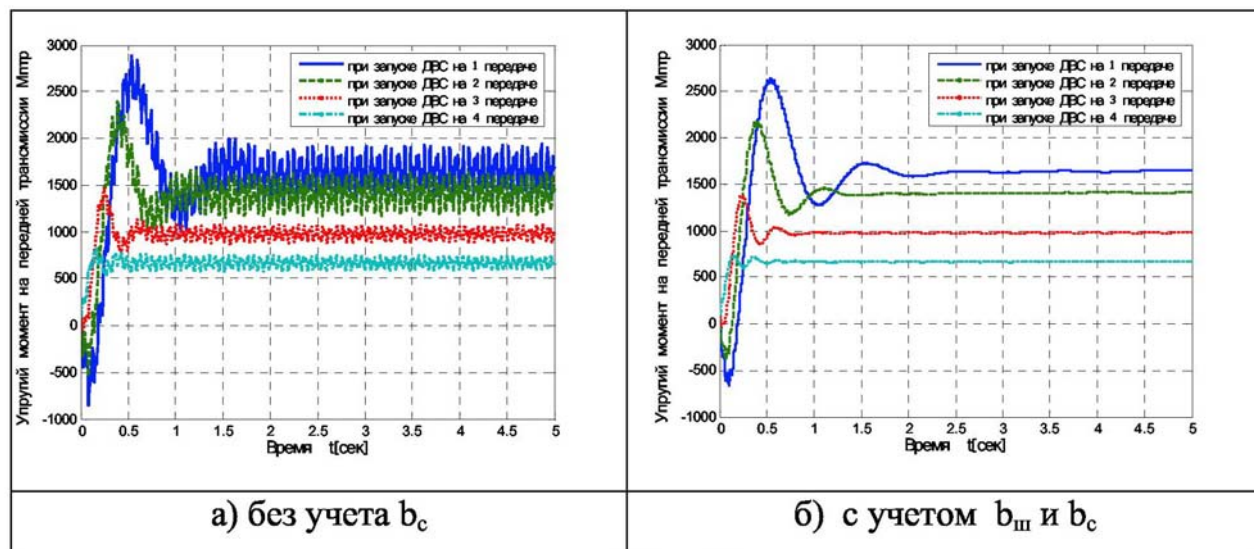


Рисунок 4 – Зависимости упругих моментов в передней трансмиссии от времени

На рисунок 4 представлены результаты расчёта динамических моментов в передней трансмиссии автомобиля УАЗ 3153 с ГСУ при «броске педали сцепления» для запуска ДВС с ходу на разных передачах в также двух случаях: без учета (рисунок 4,а.) и с учетом (рисунок 4,б.) коэффициентов демпфирования сцепления и шины.

Результаты расчетов показали, что динамические моменты, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля с демпфирующими элементами, почти на 89% меньше его в трансмиссии без демпфирующих элементов. Кроме того, в ветвях трансмиссии автомобиля с демпфирующими элементами колебания упругих моментов также быстро затухают, амплитуды колебаний упругих моментов в стабильных состояниях (пример: с момента $t \approx 1,4$ при запуске ДВС на 2-передаче) почти равны нулю.

Динамическую нагруженность трансмиссии удобно оценивать коэффициентом динамичности K_D , под которым понимается отношение:

$$K_D = \frac{M_{\max}}{M_{T\max}}$$

где: M_{\max} – максимальное значение момента, возникающего в ветвях трансмиссии автомобиля при включении сцепления;

$$M_{T\max} = M_{ЭД\max} + M_{ДВС\max}.$$

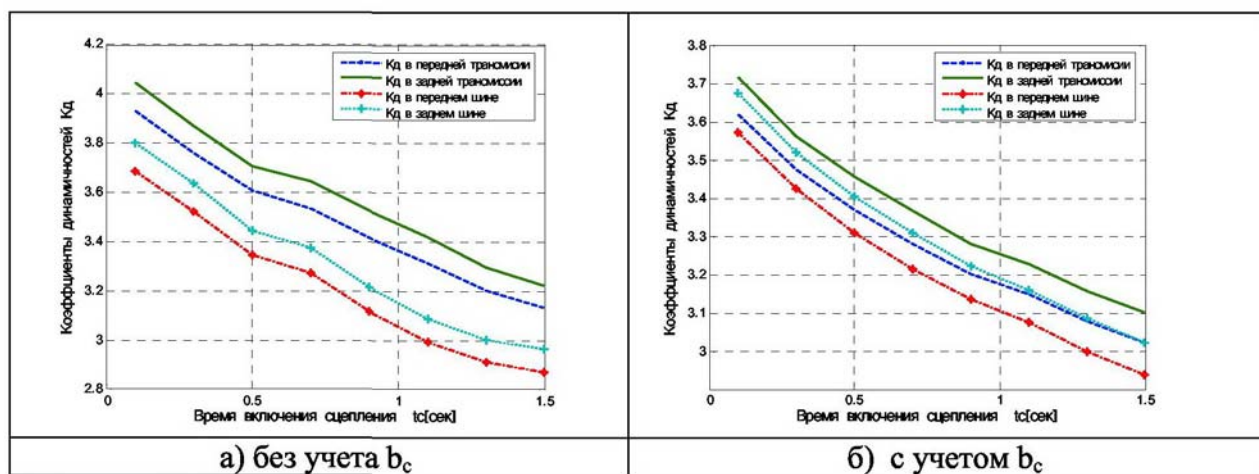


Рисунок 5 - Зависимости коэффициентов динамичностей в ветвях трансмиссии от времени включения сцепления при запуске ДВС на 2- передаче

На рисунке 5 представлены зависимости коэффициентов динамичностей в ветвях трансмиссии от темпа включения сцепления и коэффициента демпфирования сцепления при запуске ДВС на 2- передаче.

Выводы

Результаты расчетов показали, что коэффициенты динамичности в ветвях трансмиссии автомобиля с демпфирующими элементами почти на 89% меньше их в трансмиссии без демпфирующих элементов и, чем быстрее включение сцепления, тем больше динамические нагрузки, возникающие в ветвях трансмиссии автомобиля.

Литература

1. Гришкевич А.И., Вавула В.А. и др. Автомобили, конструкция, конструирование и расчет, трансмиссия. –М.: Вышэйшая школа, 1985. –240с.
2. Гибридные автомобили – столбовая дорога к экономичному и экологически чистому транспорту. д.т.н. Карунины А.Л. д.т.н Бахмутов С.В. к.т.н. Селифонов В.В. и др. // Автомобильных инженеров № 3(44), 2007.
3. Селифонов В.В. – Теория автомобиля. – М.: Гринлайт, 2009 – 208с.
4. The MathWorks, Inc. 2002 - Simulink Model-Based and System-Based Design.