

УДК: 62-578

DOI:10.30987/2658-6436-2021-3-4-14-24

А.А. Реутов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТРАНСМИССИИ С ДВОЙНЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ

Представлена компьютерная динамическая модель автомобильной трансмиссии с двойным сухим сцеплением, созданная с использованием программного комплекса «Универсальный механизм». Цель работы – анализ возможности повышения эффективности работы двойного сухого сцепления при различных управлениях силами сжатия дисков сцеплений. Моделирование переключения передач показало, что последовательное выключение и включение сцеплений уменьшает работу сил трения сцеплений в 1,17...1,31 раза по сравнению с одновременным.

Ключевые слова: автомобильная трансмиссия, двойное сцепление, компьютерная модель, универсальный механизм.

A.A. Reutov

SIMULATION OF A DUAL CLUTCH AUTOMATED TRANSMISSION GEAR SHIFT

A computer dynamic model of an automobile transmission with a double dry clutch, created using the "Universal Mechanism" software package, is presented. Work objective is to analyze the possibility of improving double dry clutch efficiency at various controls of compressive forces of clutch plates. The computer model contains 7 bodies: an engine crankshaft, two clutch plates, two gearbox input shafts for odd and even gears, an output shaft, a fly wheel. The simulation of gear shifting shows that pressing a clutch pedal or letting out the clutch simultaneously, cutoff time increment increases the rotational speed justification of the engine shaft and the input shaft of the actual gear, the total work of the friction forces of both clutches and does not affect the maximum value of clutch plates rotary sliding resistance. Frictional energy of the clutch when shifting gears from lower to higher is greater than when shifting gears from higher to lower. Sequential clutch on-off reduces the total frictional energy of both clutches by 1.17...1.31 times compared to simultaneous one. The model allows looking into different gearshift modes with uniform velocity or accelerated vehicle motion, optimize the gearshift strategy.

Keywords: driveline, dual clutch, computer model, universal mechanism.

Введение

В современных автомобилях применяют коробки переключения передач (КПП) с двойным сцеплением, называемые также преселекторными роботизированными КПП. В этой коробке, в отличие от механической, используются два сцепления, которые работают независимо друг от друга. Одно сцепление отвечает за работу нечетных передач, второе – за работу четных передач. Такое устройство обеспечивает переключение передач без прерывания потока мощности от двигателя к трансмиссии.

Двойной входной вал является основным компонентом КПП с двойным сцеплением. Если в традиционной механической КПП все ведущие шестерни расположены на одном входном валу, то в КПП с двойным сцеплением ведущие шестерни четных и нечетных передач расположены на двух входных валах, причем один из них установлен внутри другого (рис. 1).

КПП с двойным сцеплением управляется мехатронной системой, включающей блок автоматического управления, гидравлические, электрические или комбинированные исполнительные механизмы сцеплений. Эффективность автоматического управления определяется степенью согласованности действий исполнительных механизмов,

осуществляющих переключение передач. Мехатронная система позволяет анализировать сигналы датчиков частоты вращения коленчатого вала двигателя, входных валов КПП и колес автомобиля, а также уровень подачи топлива.

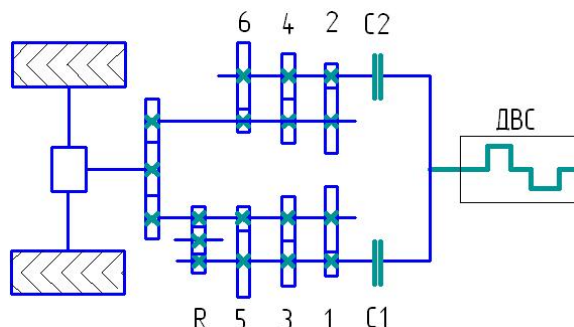


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля с двойным сухим сцеплением:

C1 – сцепление нечетных передач (1, 3, 5) и передачи заднего хода (R),

C2 – сцепление четных передач (2, 4, 6), ДВС – двигатель внутреннего сгорания

Система управления на основании полученных данных принимает решения о необходимости переключения передач, и приводные механизмы начинают включать одно сцепление и выключать другое. Правильный алгоритм управления двойным сцеплением улучшает тяговые свойства автомобиля, позволяет снизить динамические нагрузки и повысить долговечность деталей трансмиссии.

Влияние коэффициента перекрытия на эффективность переключения передач рассмотрено в [1]. Предложена методика выбора оптимального значения коэффициента перекрытия, приведены зависимости для расчета работы буксования дисков сцепления.

В [2] исследован процесс переключения передач с перекрытием в трансмиссиях с двойным сцеплением. Показателями эффективности КПП с двойным сцеплением считают сокращение времени переключения передач при разгоне автомобиля и суммарной работы буксования обоих сцеплений. Показано, что длительность оптимального времени перекрытия (когда одновременно работают оба сцепления) при переключении с низшей передачи на высшую определяется величиной момента сопротивления вращению выходного вала КПП.

Компьютерная модель, включающая механические, пневматические и электрические компоненты трансмиссии, разработана в среде *Imagine Lab AMESim* [3]. Модель позволяет отрабатывать комплексные алгоритмы управления двойным сухим сцеплением. Для повышения точности управления сцеплением в систему управления введена обратная связь по приращению разности угловых скоростей ведущей и ведомой частей сцепления, определены пороговые значения параметра обратной связи, используемые при реализации адаптивного алгоритма трогания грузового автомобиля с места.

Система дифференциальных уравнений, описывающих работу трансмиссии с двойным сухим сцеплением представлена в [4]. Моделирование с использованием *Matlab/Simulink* позволило предложить стратегию управления процессом переключения передач, построить графики моментов и частот вращения дисков сцеплений.

Критерии эффективности двойного сцепления:

Эффективность автомобильной трансмиссии зависит от параметров двойного сцепления. В качестве критериев эффективности настройки двойного сцепления рассмотрим следующие величины:

K_1 – время выравнивания угловых скоростей вала ДВС и входного вала включенной передачи;

K_2 – суммарная работа сил трения обоих сцеплений;

K_3 – максимальное значение моментов сил трения дисков сцеплений.

Критерий K_1 определяет динамические характеристики движения автомобиля, критерий K_2 – расход топлива, износ дисков сцепления, критерий K_3 – требуемую прочность дисков, валов и других деталей КПП. Все 3 критерия необходимо минимизировать. Очевидно, что критерий K_1 противоречит критериям K_2 и K_3 , поскольку для сокращения времени выравнивания угловых скоростей ДВС и входного вала КПП необходимо увеличить моменты сил трения дисков сцепления. В [5] практически приемлемым считают время выравнивания угловых скоростей $K_1 = 0,5$ с.

Математическая модель двигателя автомобиля

Величина крутящего момента M_e ДВС зависит от угловой скорости (частоты вращения) коленвала ω_e и уровня подачи топлива β (положения дроссельной заслонки у искровых двигателей или рейки топливного насоса у дизельных). $\beta \in [0; 1]$. Зависимости $M_e(\omega_e, \beta)$ для разных моделей ДВС представляют аналитически или численно.

Момент ДВС представим формулой

$$M_e = M_0 + (M_1 - M_0)[\beta_0 + (\beta_1 - \beta_0)t], \quad (1)$$

где M_0 и M_1 – параметры, зависящие от угловой скорости коленвала ω_e .

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

где M_N – момент на коленвале при номинальной мощности двигателя, $a_0 \dots c_1$, β_0 , β_1 – коэффициенты интерполяции, t – время.

$$\beta_0 + (\beta_1 - \beta_0)t \in [0; 1].$$

Формула (1) представляет ограниченную линейную интерполяцию зависимости M_e от β . $M_0 = M_e(\omega_e)$ при $\beta = 0$, $M_1 = M_e(\omega_e)$ при $\beta = 1$.

Величину крутящего момента электрического двигателя (механическую характеристику) также представляют аналитически или численно.

В [6] проведен анализ электрического транспортного средства с двухступенчатой механической передачей и двойным сухим сцеплением. Моделирование в среде *Matlab/Simulink* показало, что энергетическая эффективность трансмиссии с двойным сцеплением различается на 20% и более для разных электродвигателей и разных передаточных чисел. С использованием генетического алгоритма определены оптимальные параметры трансмиссии для двух режимов эксплуатации.

Многочисленные исследования потерь мощности в автомобильных трансмиссиях с автоматическими и ручными КПП проведены в [7...9].

В [10] энергетическую эффективность автомобильной трансмиссии определяли с учетом четырех составляющих потери мощности: в подшипниках, зубчатых передачах, уплотнениях и сцеплении. Твердотельная модель трансмиссии пассажирского автомобиля с шестиступенчатой КПП и двойным сцеплением, созданная в среде *Matlab/Simscape*, показала, что основные энергетические потери связаны с работой сцепления.

Компьютерное моделирование движения тел трансмиссии

Все тела трансмиссии вращаются относительно своих осей. Ряд деталей также перемещается поступательно вдоль своих осей вращения. Без учета движения рамы (кузова) автомобиля дифференциальное уравнение вращения каждой детали трансмиссии имеет вид

$$J_0 \frac{d\omega}{dt} = \sum_i M_i.$$

Здесь J_0 – приведенный момент инерции детали, ω – угловая скорость вращения детали, M_i – моменты сил.

Компьютерная динамическая модель трансмиссии разработана в среде программного комплекса «Универсальный механизм» (УМ). Модель содержит 7 тел: коленчатый вал двигателя, два диска сцепления, два входных вала КПП для четных и нечетных передач, выходной вал, маховик. Структурная схема модели трансмиссии автомобиля показана на рис. 2.

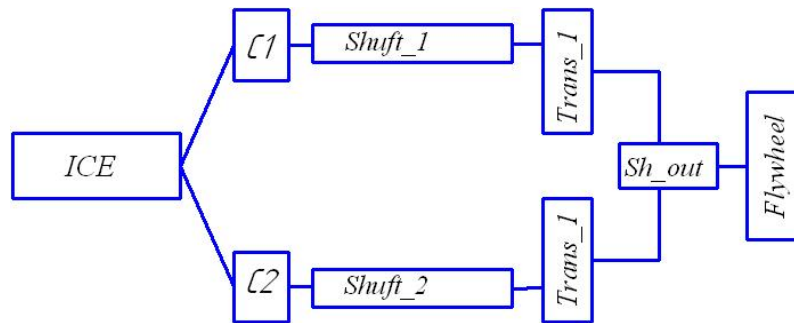


Рис. 2. Структурная схема модели трансмиссии автомобиля:

ICE – коленвал двигателя, *C1* и *C2* – 1-е и 2-е сцепления, *Shift_1* и *Shift_2* – 1-й и 2-й входные валы КПП, *Trans_1* и *Trans_2* – 1-я и 2-я механические передачи вращения, *Sh_out* – выходной вал, *Flywheel* – маховик

Коленвал двигателя, входные валы четных и нечетных передач, выходной вал соединены с неподвижным основанием шарнирами вращения. Маховик соединен шарниром вращения с выходным валом. Каждый диск сцепления соединен со своим входным валом КПП (четных или нечетных) передач поступательным шарниром. Входные валы КПП соединены с выходным валом механическими передачами вращения, параметры которых соответствуют включенным в текущий момент времени передачам.

u_1 и u_2 – передаточные числа включенных передач с учетом главной передачи ($u_1 > u_2$).

Сопротивление движению автомобиля представим скалярным моментом T_{rf} , приложенным к маховику и нелинейно зависящим от частоты вращения колес ω_t

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

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

Здесь 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. В компьютерной модели угловая скорость маховика принята равной угловым скоростям колес (при прямолинейном движении автомобиля).

Упруго-диссипативные свойства шин учтены шарнирным 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, ω_{out} – угловая скорость выходного вала.

Диск сцепления передает крутящий момент от коленвала ДВС входному валу КПП за счет сил трения. Сила сжатия дисков F_{cl} должна быть достаточна для передачи крутящего момента.

$$F_{cl} \geq \max(M_e) / R_{cl} f_{cl}, \quad (3)$$

где R_{cl} – приведенный радиус сил трения диска сцепления, f_{cl} – минимальное значение коэффициента трения между дисками сцепления.

Зависимость коэффициента трения дисков сухого сцепления f от скорости скольжения V_s реализована экспоненциальной моделью [11].

$$f(V_s) = f_{\infty} + (f_{c0} - f_{\infty}) \exp(-V_s / v_{str})^{\delta}.$$

Здесь 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. Переход от трения скольжения к трению покоя происходит, если скорость скольжения меняет направление на противоположное.

Зависимости сил сжатия дисков F_{cl} от времени представлены кусочно-линейными функциями (рис. 3).

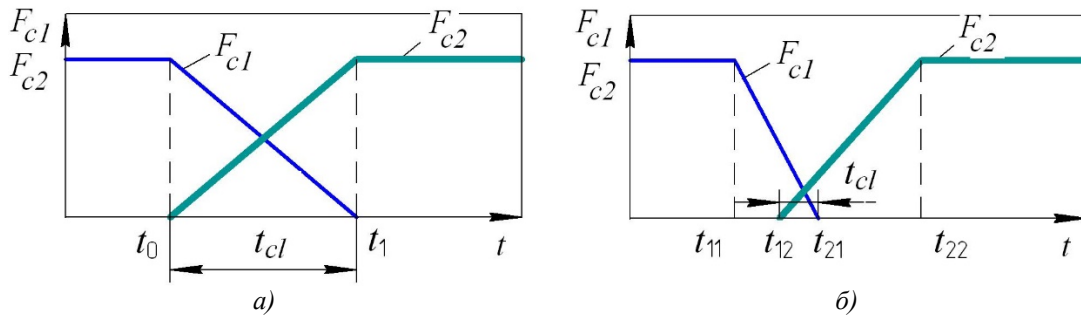


Рис. 3. Зависимости сил сжатия дисков 1-го и 2-го сцеплений (F_{c1} и F_{c2}) от времени:

а – одновременное включение и выключение обоих сцеплений, б – разновременное включение и выключение обоих сцеплений, (t_0 и t_1 – время включения и выключения обоих сцеплений, t_{11} и t_{21} – время включения и выключения 1-го сцепления, t_{12} и t_{22} – время включения и выключения 2-го сцепления, t_{cl} – время перекрытия, то есть время одновременного контакта дисков обоих сцеплений)

Если $t_{12} = t_{21}$, то $t_{cl} = 0$. В этом случае из-за погрешности системы управления актуаторами сцеплений возможен разрыв потока мощности ($t_{12} < t_{21}$), когда двигатель не соединен с ведущими колесами автомобиля. Для обеспечения непрерывности потока мощности длительность перекрытия t_{cl} при последовательном выключении и включении сцеплений целесообразно принять равной максимальной временной погрешности системы управления актуаторами сцеплений.

Моделирование переключения передач

Процесс моделирования разделим на 3 этапа. На 1-м этапе ($0 \leq t < 10$ с) включено 2-е сцепление. В начале 2-го этапа ($t = 10$ с) происходит выключение 2-го сцепления и включение 1-го сцепления, то есть происходит переключение передач с высшей на низшую. В начале 3-го этапа ($t = 20$ с) происходит выключение 1-го сцепления и включение 2-го сцепления, то есть происходит переключение передач с низшей на высшую. Крутящий момент ДВС и момент сопротивления движению автомобиля на протяжении всего моделирования ($0 \leq t \leq 30$ с) изменяются согласно (1) и (2).

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

$u_1 = 39,18$; $u_2 = 21,45$; КПД механических передач вращения – 0,98;

$M_N = 95,5$; $a_0 = 1$; $b_0 = -1,9e-4$; $c_0 = 0$; $a_1 = 1$; $b_1 = -8,6e-4$; $c_1 = 0$; $\beta_0 = \beta_1 = 0,5$;

приведенные моменты инерции коленвала ДВС – 10, входных валов КПП – 1, выходного вала – 1, маховика – 532; $F_z R_w = 3600$; $f_0 = 0,5$; $f_1 = -1,1e-3$; $f_2 = 0,7e-3$; $f_{max} = 0,6$;

$C_t = 10^4$; $d_t = 10^3$; $R_{cl} = 0,053$; $f_{c0} = 0,31$; $f_{cl} = f_{\infty} = 0,3$; $v_{str} = 0,001$; $\square = 1$.

На рис. 4 показаны зависимости изменения угловых скоростей коленвала ДВС, 1-го и 2-го входных валов КПП (рад/с) от времени (с) при одновременном включении и выключении обоих сцеплений ($F_{cl} = 15$ кН, $t_{cl} = 0,1$ с). На рис. 4...6 по оси абсцисс отложено время.

На рис. 5 показаны зависимости изменения моментов сил трения (Нм) 1-го и 2-го (маркированная линия) дисков сцепления от времени (с) при разных значениях времени перекрытия ($F_{cl} = 15$ кН, $t_{cl} = 0,1$ и $0,2$ с).

Вид графиков моментов сил трения при изменении t_{cl} с 0,1 до 0,2 с не меняется. При

$20,1 \leq t < 20,2$ с момент сил трения диска 1-го сцепления отрицателен (рис. 5, б), то есть при переключении с низшей передачи на высшую диск 1-го сцепления в течение 0,1 с не передает вращение входному валу КПП, а тормозит его.

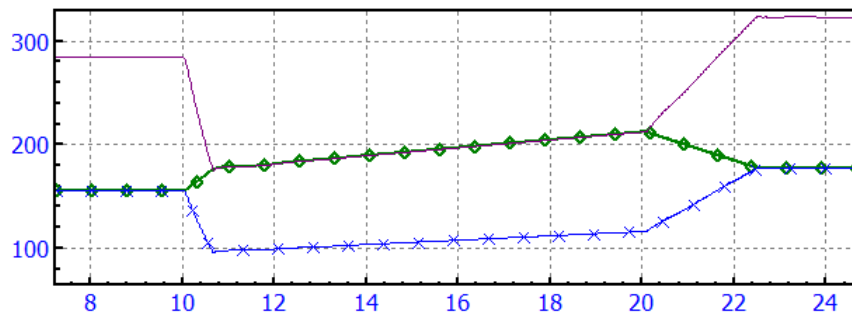


Рис. 4. Графики угловых скоростей коленвала ДВС (маркированная ромбиками линия), 1-го и 2-го (маркированная крестиками линия) входных валов КПП

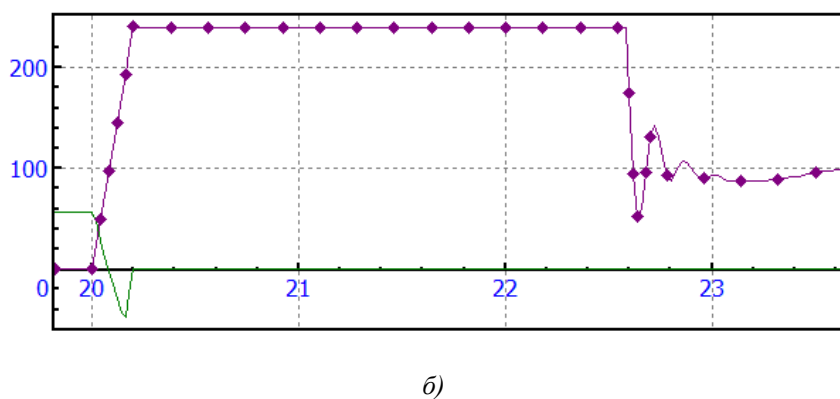
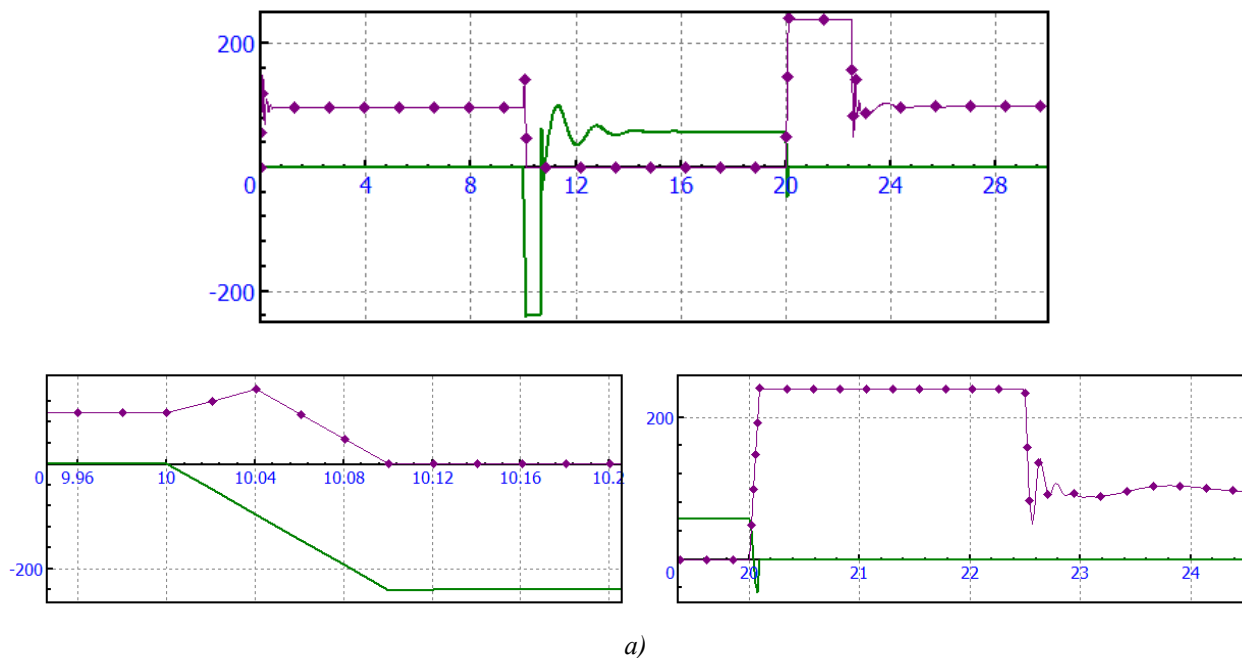


Рис. 5. Графики моментов сил трения 1-го и 2-го (маркированная линия) дисков сцепления:
 а - $t_{cl1} = 0,1$ с, б - $t_{cl1} = 0,2$ с

Разные значения (241 и ~100 Нм) момента сил трения 2-го диска (маркированная линия) соответствуют режимам трения скольжения и упругой деформации поверхностей контакта.

На рис. 6 показаны зависимости изменения крутящего момента ДВС M_e и момента сопротивления вращению маховика T_{rf} (Нм) от времени (с) при $F_{cl} = 6,5$ кН и 15 кН, $t_{cl} = 0,1$ с.

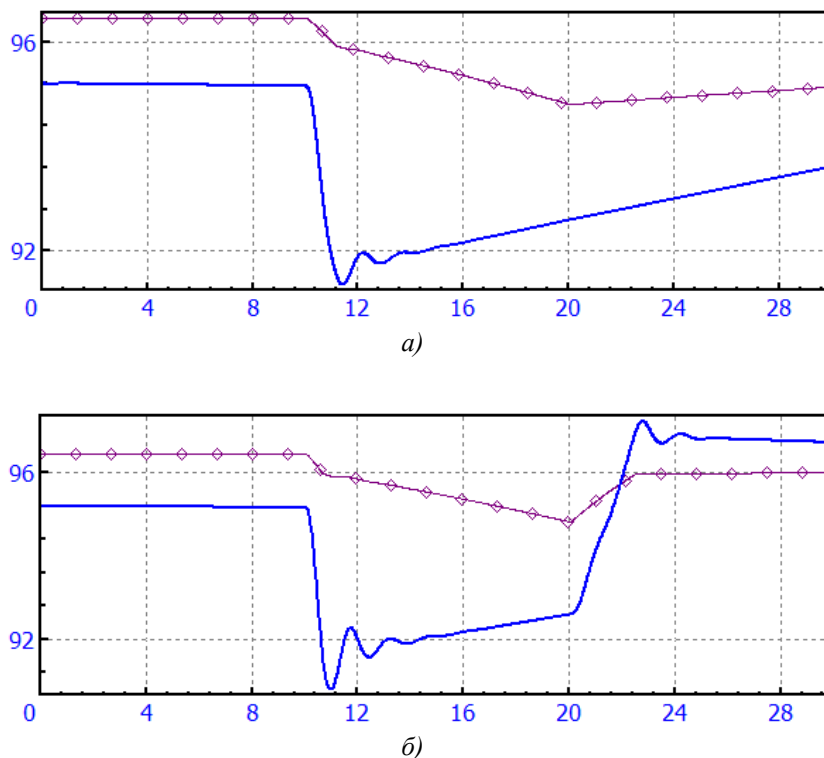


Рис. 6. Графики изменения крутящего момента ДВС M_e (маркированная линия) и момента сопротивления вращению маховика T_{rf} (величины уменьшены в 20 раз):

а - $F_{cl} = 6,5$ кН, б - $F_{cl} = 15$ кН

Из рис. 6а видно, что силы сжатия дисков $F_{cl} = 6,5$ кН недостаточно для стабилизации моментов M_e и T_{rf} в течение 10 с при переключении с низшей передачи на высшую, хотя величина $F_{cl} = 6,5$ кН соответствует условию (3).

На рис. 7 показаны зависимости времени выравнивания скоростей входных валов КПП и коленвала ДВС K_1 (с) от силы сжатия дисков F_{cl} (кН) при разной длительности одновременного выключения и включения сцеплений ($t_{cl} = 0,1$ с и 0,3 с).

Увеличение силы сжатия дисков F_{cl} с 10 кН до 40 кН существенно снижает время выравнивания частот вращения входных валов КПП и вала ДВС K_1 с 5,5 с до 1,1 с при переключении передач с низшей на высшую. При переключении передач с высшей на низшую аналогичное увеличение силы сжатия дисков F_{cl} менее значительно снижает время K_1 (с 0,85 до 0,46 с).

Увеличение времени перекрытия t_{cl} с 0,1 с до 0,3 с незначительно увеличивает время K_1 (до 10% при переключении передач с низшей на высшую и до 30 % при переключении передач с высшей на низшую).

На рис. 8 показаны зависимости работы сил трения обоих сцеплений A_{cl} (кДж) от силы сжатия дисков F_{cl} (кН) при одновременном выключении и включении сцеплений ($t_{cl} = 0,1$ с и 0,3 с) и постоянной подаче топлива: при переключении передач с высшей на низшую (а), при переключении передач с низшей на высшую (б).

Суммарная работа сил трения сцеплений A_{cl} уменьшается в 1,65 раза при увеличении силы сжатия дисков F_{cl} с 10 кН до 40 кН и $t_{cl} = 0,1$ с. При $t_{cl} = 0,3$ с суммарная работа A_{cl}

уменьшается в 1,42 раза при увеличении силы F_{cl} с 10 кН до 25 кН. Дальнейшее увеличение силы F_{cl} не уменьшает работу A_{cl} .

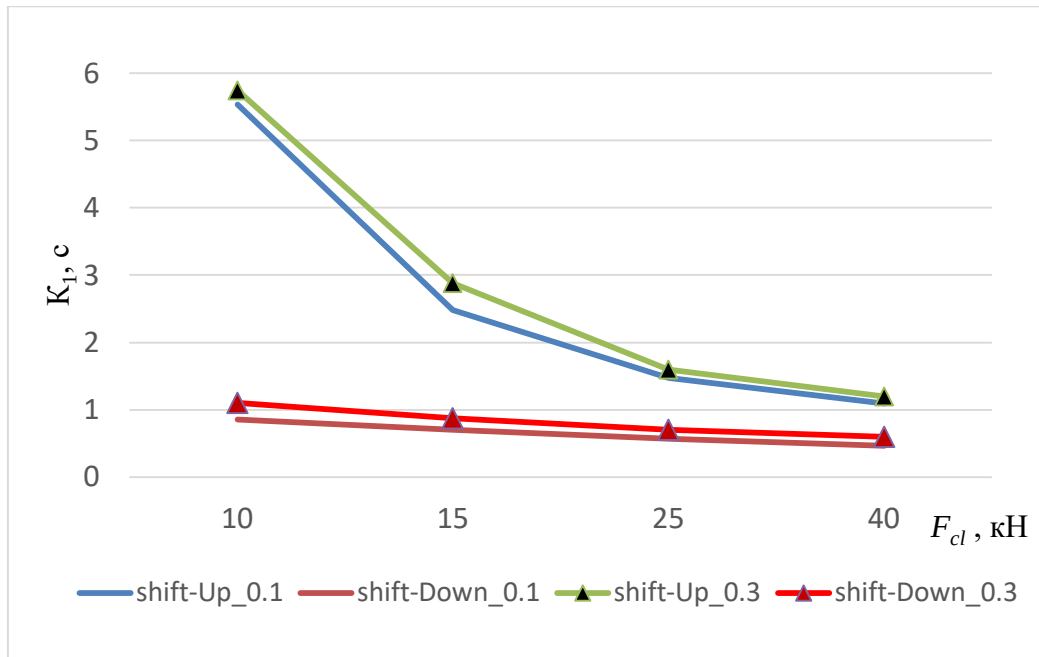


Рис. 7. Зависимости времени (с) выравнивания угловых скоростей входных валов КПП и коленвала ДВС K_1 от силы сжатия дисков F_{cl} (кН) при $t_{cl} = 0,1$ с (немаркированные линии) и $t_{cl} = 0,3$ с (маркированные треугольниками линии):

shift-Up_0.1 – переключение передач с низшей на высшую при $t_{cl} = 0,1$ с,
 shift-Up_0.3 – переключение передач с низшей на высшую при $t_{cl} = 0,3$ с,
 shift-Down_0.1 – переключение передач с высшей на низшую при $t_{cl} = 0,1$ с,
 shift-Down_0.3 – переключение передач с высшей на низшую при $t_{cl} = 0,3$ с

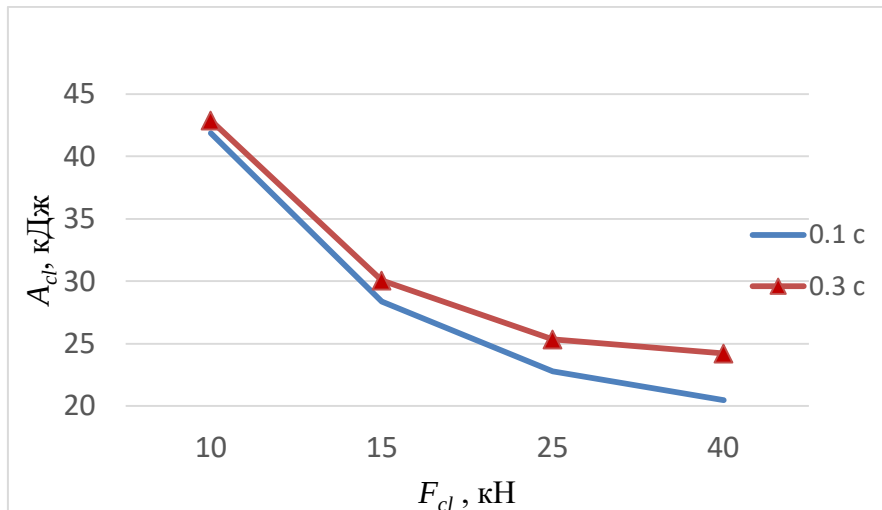


Рис. 8. Зависимости работы сил трения обоих сцеплений A_{cl} от силы сжатия дисков F_{cl} при одновременном выключении и включении сцеплений $t_{cl} = 0,1$ с и $t_{cl} = 0,3$ с (маркированная треугольниками линия) и постоянной подачи топлива: при переключении передач с высшей на низшую (а), при переключении передач с низшей на высшую (б)

Моделирование переключения передач при малом изменении подачи топлива ($\beta_0 = 0,5$; $\beta_1 = 0,5 \pm 0,1$) показало, несущественное изменение значений критериев $K_1 \dots K_3$, поскольку эти критерии в большей степени зависят от фактического момента и угловой скорости двигателя.

На рис. 9 показаны зависимости суммарной работы сил трения обоих сцеплений A_{cl} от

силы сжатия дисков F_{cl} при переключении передач с низшей на высшую и с высшей на низшую, одновременном и последовательном выключении и включении сцеплений. При одновременном выключении и включении сцеплений $t_{cl} = 0,1$ с и $0,3$ с. При последовательном выключении и включении сцеплений длительность выключения сцеплений равна $0,1$ с, длительность включения сцеплений – $0,3$ с, $t_{cl} = 0$.

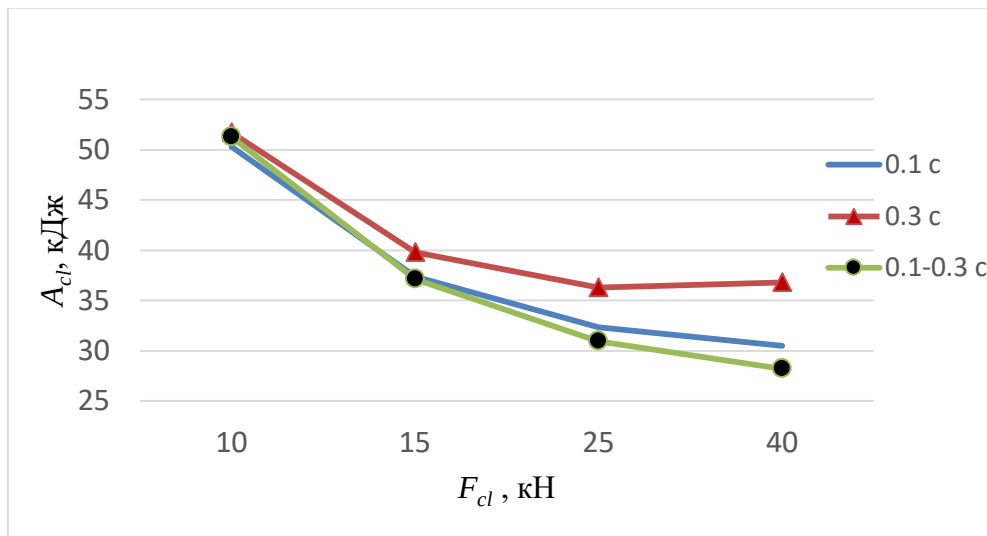


Рис. 9. Зависимость суммарной работы сил трения обоих сцеплений A_{cl} (кДж) при переключении передач с низшей на высшую и с высшей на низшую от силы сжатия дисков F_{cl} (кН). Одновременное выключение и включение сцеплений $t_{cl} = 0,1$ с (немаркированная линия), $t_{cl} = 0,3$ с (маркированная треугольниками линия). Последовательное выключение и включение сцеплений (маркированная кружками линия) $t_{cl} = 0$

Последовательное выключение и включение сцеплений уменьшает суммарную работу сил трения обоих сцеплений A_{cl} в 1,17...1,31 раза по сравнению с одновременным выключением и включением сцеплений ($F_{cl} = 25...40$ кН, $t_{cl} = 0,3$ с).

Заключение

Компьютерное моделирование процесса переключения передач автомобильной трансмиссии с двойным сухим сцеплением показало, что увеличение силы сжатия дисков сцепления F_{cl} снижает работу сил трения сцепления, время выравнивания частот вращения вала двигателя и входного вала включенной передачи, но увеличивает максимальную величину момента сил трения дисков сцепления. Работа сил трения дисков сцепления при переключении передач с низшей на высшую больше, чем при переключении передач с высшей на низшую.

При одновременном выключении и включении сцеплений увеличение времени перекрытия t_{cl} ухудшает критерии эффективности K_1 , K_2 (время выравнивания угловых скоростей вала двигателя и входного вала включенной передачи, суммарная работа сил трения обоих сцеплений) и не влияет на критерий K_3 (максимальное значение моментов сил трения дисков сцеплений).

Ограниченное изменение подачи топлива ($|\beta_1 - \beta_0| < 0,01 \text{ с}^{-1}$) практически не влияет на критерии $K_1...K_3$, поскольку эти критерии в большей степени зависят от фактического момента и угловой скорости двигателя.

Последовательное выключение и включение сцеплений уменьшает суммарную работу сил трения обоих сцеплений (в 1,17...1,31 раза для рассмотренных примеров) по сравнению с одновременным выключением и включением сцеплений. Для обеспечения непрерывности

потока мощности длительность перекрытия t_{cl} при последовательном выключении и включении сцеплений целесообразно принять равной максимальной погрешности системы управления актуаторами сцеплений.

Модель позволяет исследовать различные режимы переключения передач при равномерном или ускоренном движении автомобиля, оптимизировать стратегию переключения передач. Компьютерную модель и установленные закономерности рекомендуется использовать при проектировании трансмиссий с двойным сухим сцеплением.

Список литературы:

1. **Зайцев, А.Р.** Методика определения оптимальных параметров настройки системы управления сухим фрикционным двойным сцеплением / А.Р. Зайцев // Механизация строительства. 2013. № 3. - с. 10–13.
2. **Поддубко, С.Н.** Аналитические исследования процесса переключения передач в трансмиссиях автомобилей с двойным сцеплением/С.Н. Поддубко, А.М. Гоман, В.В. Шпортко// Актуальные вопросы машиноведения. 2015. Вып. 4. - с. 61-65.
3. **Нгия, Л.В.** Обратная связь в цепи управления автоматизированным сцеплением при трогании грузового автомобиля с места/ Л.В. Нгия // Наука и техника. 2018. Т. 17, № 5. -с. 421–431. DOI: 10.21122/2227-1031-2018-17-5-421-431.
4. Liu, Y. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions/Y. Liu, D. Qin, H. Jiang, Y. Zhang// *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 75, 2014. pp. 41-53. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.01.013
5. **Zhao, Z.** Optimal robust control of shifting process for hybrid electric car with dry dual clutch transmission/Z. Zhao, C. Wu, Y. Yang, H. Chan// J. Mech. Eng. Vol. 52 (18). 2016. pp. 105–117. DOI: 10.3901/JME.2016.18.105
6. **Wang, Y.** Comprehensive design and optimization of an electric vehicle powertrain equipped with a two-speed dual-clutch transmission/Y. Wang, E. Lu, H. Lu, N. Zhang and X. Zhou// *Advances in Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 9(1), pp. 1–13. DOI: 10.1177/1687814016683144.
7. **Zhou, X.** Numerical and experimental investigation of drag torque in a two-speed dual clutch transmission/X. Zhou, P. Walker, N. Zhang, B. Zhu, et al.// *Mech. Mach. Theory*. Vol. 79. 2014. pp. 46–63. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.04.007.
8. **Vacca, F.** On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions/F. Vacca, S. Pinto, A. Hartavi Karci, P. Gruber, et al.// *Energies* 10(10):1562, 2017, DOI: 10.3390/en10101562.
9. **Shen, Y.** General modelling method of power losses in transmission with parameter identification/ Y. Shen, S. Rinderknecht, M. Hoppert// *Forsch Ingenieurwes*. Vol. 81 (2–3). 2017. pp.117–123. DOI: 10.1007/s10010-017- 0241-1.
10. **Habermehl, C.** A modeling method for gear transmission efficiency in transient operating conditions /C. Habermehl, G. Jacobs, S. Neumann// *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 153, November 2020, Article number 103996. DOI:

References:

1. Zaitsev, A.R. The technique of determining of the optimal adjustment parameters of a dry frictional dual clutch control system. A.R. Zaitsev, *Mekhanizatsiya stroitel'stva* [Building mechanization], 2013, no. 3, pp. 10-13.
2. Poddubko, S.N. Analytical studies of the gearshift process in drivelines with double clutch., S.N. Poddubko, A.M. Homan, V.V. Shportko, *Actual'nie voprosi mashinovedeniya* [Actual issues of machine science], 2015, issue 4, pp. 61-65.
3. Nghia Le Van Feedback in Automated Clutch Control Circuit for Truck Start-Up Process., L.V. Ngia. *Science and Technique*, 2018, vol. 17, no. 5, pp. 421-431. DOI: 10.21122/2227-1031-2018-17-5-421-431
4. Liu, Y. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions,Y. Liu, D. Qin, H. Jiang, Y. Zhang // *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 75, 2014. pp. 41-53. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.01.013
5. Zhao, Z. Optimal robust control of shifting process for hybrid electric car with dry dual clutch transmission/Z. Zhao, C. Wu, Y. Yang, H. Chan// *J. Mech. Eng*. Vol. 52 (18). 2016. pp. 105–117. DOI: 10.3901/JME.2016.18.105
6. Wang, Y. Comprehensive design and optimization of an electric vehicle powertrain equipped with a two-speed dual-clutch transmission/Y. Wang, E. Lu, H. Lu, N. Zhang and X. Zhou// *Advances in Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 9(1), pp. 1–13. DOI: 10.1177/1687814016683144.
7. Zhou, X. Numerical and experimental investigation of drag torque in a two-speed dual clutch transmission/X. Zhou, P. Walker, N. Zhang, B. Zhu, et al.// *Mech. Mach. Theory*. Vol. 79. 2014. pp. 46–63. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.04.007.
8. Vacca, F. On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions/F. Vacca, S. Pinto, A. Hartavi Karci, P. Gruber, et al.// *Energies* 10(10):1562, 2017, DOI: 10.3390/en10101562.
9. Shen, Y. General modelling method of power losses in transmission with parameter identification/ Y. Shen, S. Rinderknecht, M. Hoppert// *Forsch Ingenieurwes*. Vol. 81 (2–3). 2017. pp.117–123. DOI: 10.1007/s10010- 017- 0241-1.
10. Habermehl, C. A modeling method for gear transmission efficiency in transient operating conditions /C. Habermehl, G. Jacobs, S. Neumann// *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 153, November 2020, Article number 103996. DOI:

10.1016/j.mechmachtheory.2020.103996 0094-114X.
11. Программа ввода данных. Руководство пользователя.
URL: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (дата обращения: 21.09.2021).

10.1016/j.mechmachtheory.2020.103996 0094-114X.
11. Data-entry program. User Manual.
URL: http://www.universalmechanism.com/download/80/rus/03_um_data_input_program.pdf (accessed: 09/21/2021).

Статья поступила в редколлегию 12.10.2021

Рецензент: д-р техн. наук, доц.

Брянский государственный технический университет

Пугачев А.А.

Статья принята к публикации 18.10.2021

Сведения об авторах:

Реутов Александр Алексеевич

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»
E-mail: bgtu2012@yandex.ru

Information about authors:

Reutov A.A.

Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Handling machinery and Equipment, Bryansk State Technical University
E-mail: bgtu2012@yandex.ru