

УДК 62-235

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ УДАРА ДЛЯ АНАЛИЗА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЙ ПЕРЕДАЧ В КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ СЦЕПЛЕНИЯМИ

© Константин Борисович Саламандра, Георгий Константинович Корендясев

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

ksalamandra@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрена динамическая модель трансмиссии, содержащей коробку передач с двумя сцеплениями. Отсутствие гидротрансформатора в таких коробках передач с учетом малой длительности переключения передач (0,2 – 0,5 сек) позволяет представить процесс переключения, как удар. Переключение передач возбуждает колебания выходного вала коробки передач. Таким образом, трансмиссию транспортного средства можно рассматривать, как виброударную автоколебательную систему.

Ключевые слова: коробка передач, переключение передач, трансмиссия, управление переключением, динамический анализ.

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда, проект 19-19-00065.

APPLICATION OF IMPACT THEORY TO ANALYSIS OF GEAR SHIFTS IN DUAL-CLUTCH TRANSMISSIONS

© Konstantin Salamandra, Georgy Korendyasev

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian academy of Sciences, Moscow, Russia

ksalamandra@yandex.ru

Abstract. The article discusses a dynamic model of a transmission containing a dual-clutch gearbox. The absence of a torque converter in such gearboxes, taking into account the short duration of gear shifting (0.2 - 0.5 sec), allows us to present the gear shifting process as an impact. Gear shifting excites the output shaft of the gearbox. Thus, the transmission of the vehicle can be considered as a vibro-impact self-oscillating system.

Keywords: gearbox, gear shift, transmission, shift control, dynamic analysis.

Acknowledgements. The research was carried out with the support of the Russian Science Foundation, project 19-19-00065.

Введение. Требования повышения эффективности и снижения выбросов вредных веществ двигателями транспортных средств привели, в частности, к тому, что в современных автоматических трансмиссиях переключение передач осуществляется за 0,2 – 0,5 сек [1, 2]. Процесс переключения передач происходит без разрыва потока мощности – одновременным выключением одного элемента управления (фрикционной муфты) и включением другого элемента управления. Быстротечный процесс переключения даже при небольшой разнице скоростей двигателя и выходного вала коробки передач приводит к резкому изменению

инерционных моментов, что в свою очередь может ухудшать комфорт пассажиров транспортного средства, снижает ресурс работы и надежность трансмиссии.

В автоматических трансмиссиях, состоящих из планетарных механизмов, между выходным валом двигателя и коробкой передач установлен гидротрансформатор [1-4]. В гидротрансформаторе вращение турбинного колеса, соединенного с выходным валом двигателя, передается на насосное колесо, соединенное с входным валом коробки передач, с помощью жидкости (масла). Отсутствие жесткой связи между двигателем и коробкой передач позволяет гидротрансформатору демпфировать резкое изменение инерционных моментов, вызванных кратковременным переключением передач. Основным недостатком гидротрансформатора является низкий КПД.

В настоящее время получили широкое распространение и развитие коробки передач с двумя сцеплениями [5-8], в которых отсутствует гидротрансформатор, а соединение выходного вала двигателя и входного вала коробки передач осуществляется многодисковыми фрикционными муфтами, управляемые сервоприводами. Применение муфт вместо гидротрансформатора позволяет повысить КПД, но в виду кратковременности процесса переключения, приводит к ударному взаимодействию частей коробки передач.

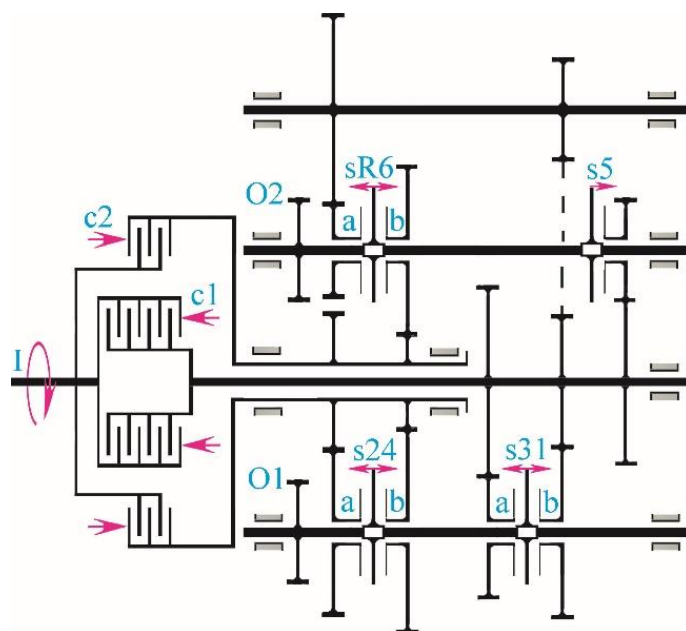


Рис. 1. Кинематическая схема 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями.

Кинематическая схема 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями [9] представлена на рис. 1. На схеме (рис. 1): I – входной вал; O1, O2 – шестерни, находящиеся в зацеплении с выходным валом коробки передач (на схеме не показан); c1, c2 – многодисковые фрикционные муфты; s31, s24, s5 и sR6 – синхронизаторы, включающие соответствующую передачу.

Разветвленная компоновка коробок передач с двумя сцеплениями позволяет осуществлять переключение в ненагруженной ветви, то есть следующая ступень может быть заранее подготовлена до ее непосредственного включения. Условно такую коробку передач можно представить в виде двух коробок передач, за поочередное соединение которых с входным валом отвечает соответствующая многодисковая фрикционная муфта, расположенная на входе коробки передач. Конструктивно обе муфты выполнены в едином блоке. Например, если автомобиль движется на четвертой ступени и продолжает разгоняться, то синхронизатор, отвечающий за пятую ступень, может быть заранее включен и, как только достигается необходимая скорость переключения на следующую ступень, система

управления выключает муфту c_2 и включает c_1 переключает соответствующую входную муфту для включения пятой ступени.

Постановка задачи. В настоящее время динамический анализ процесс переключения проводят последовательно, разделяя его на этапы [10-13]. Для каждого этапа составляются дифференциальные уравнения, решения которых определяют общую картину изменений скоростей и моментов. Такой подход полностью оправдан для динамического анализа процессов в коробках с ручным управлением, длительность переключения передач в которых составляет секунды, и все фазы процесса могут быть корректно описаны.

При анализе динамики быстротечных процессов переключений в современных автоматических коробках передач приводит к полезным и интересным результатам, но связано с рядом предположений о взаимодействиях включаемых и выключаемых элементов коробки передач (фрикционных муфт, тормозов или синхронизаторов). Для упрощения задачи часто предполагают приведенный момент инерции вращающихся звеньев транспортного средства после коробки передач несоизмеримо большим по сравнению с моментом инерции звеньев двигателя. Такое предположение вдвое уменьшает порядок решаемых уравнений, но вносит погрешности в результаты анализа. Кроме того, короткий промежуток времени переключения передач довольно сложно разделить даже на два этапа для последовательного анализа. Очевидно также, что при малых значениях длительности процесса, переключение передач действительно приобретает свойства ударного взаимодействия. При этом инерционные моменты, вызванные резким изменением скоростей элементов трансмиссии, существенно превышают моменты двигателя и приведенные моменты сил сопротивления движению.

Следует отметить, что в первой половине XX века для определения длительности процесса переключения передач в коробках передач транспортных средств и влияния инерционных параметров и скоростей звеньев на ударные нагрузки использовалась теорема сохранения момента количества движения [14, 15]. При этом точность количественной оценки ударного момента для коробки передач с ручным управлением была не велика, так как ручное переключение ступени исчисляется секундами, а неучтенные движущие моменты и моменты сил сопротивления движению практически одного порядка с моментами сил инерции вращающихся звеньев. В виду малой длительности процесса переключения передач в современных коробках передач в настоящей работе для динамического анализа этого процесса предлагается вернуться к использованию теоремы об изменении момента количества движения механической системы при ударе.

Динамическая модель трансмиссии. Рассмотрим упрощенную схему трансмиссии на рис. 2, содержащую двигатель, двухступенчатую коробку передач с двумя сцеплениями (муфты c_1, c_2), выходной вал коробки передач, связанный с дифференциалом упругим звеном с коэффициентом жесткости c и демпфирования b . Дифференциал распределяет вращение на приводные колеса, связанные с корпусом транспортного средства. При включении муфты c_1 вращение передается на промежуточный вал через зубчатое колесо первой передачи с передаточным отношением i_1 ; при включении муфты c_2 – на промежуточный вал через зубчатое колесо второй передачи с передаточным отношением i_2 . С промежуточного вала на выходной вал вращение передается с передаточным отношением i .

Приведенный к корпусу включаемой муфты момент инерции подвижных частей двигателя обозначим J_1 ; приведенный к выходному валу момент инерции подвижных частей коробки передач до звена с максимальной податливостью обозначим J_0 ; элемент J_V – приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции звеньев трансмиссии после звена с максимальной податливостью, включающий дифференциал, полуоси, приводные колеса и корпус транспортного средства. Таким образом, полученная динамическая модель содержит

три инерционных элемента: J_I и J_O жестко связываются с помощью муфт $c1$ или $c2$, а элемент J_V соединен с элементом J_O упругой связью. Покажем, что полученная модель является автоколебательной виброударной системой.

Предположим, что движение модели (рис. 2) происходит на первой передаче и нужно рассмотреть переключение на вторую передачу. Исключим из рассмотрения движущий момент двигателя и момент сил сопротивления движению транспортного средства, которые на малом промежутке времени процесса включения муфты $c2$ не оказывают существенного влияния на изменения скоростей инерционных звеньев модели. Принимаем также, что сброс давления в гидроприводе выключаемой муфты $c1$ происходит мгновенно, а остаточный момент, передаваемый им, ничтожно мал и поэтому также не учитывается. Таким образом, в рассматриваемом процессе переключения передач участвует только муфта $c2$.

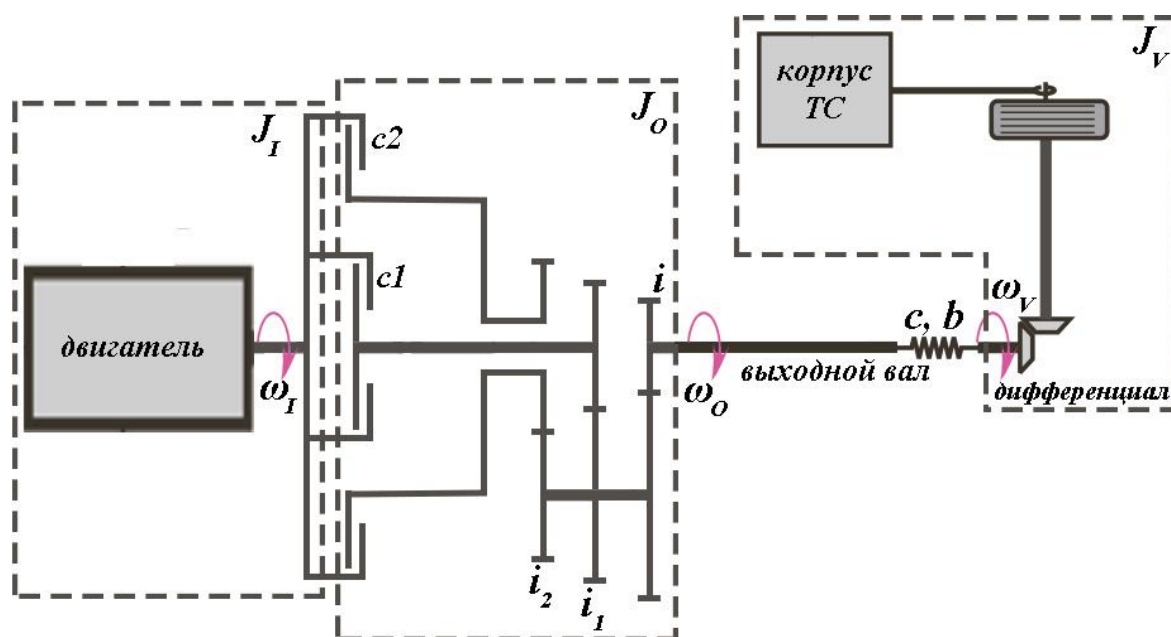


Рис. 2. Схема трансмиссии с двухступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями.

В начальный момент времени процесса включения муфты $c2$ имеет место разница скоростей вращения инерционных элементов J_I и J_O . При включении муфты $c2$ за малое время происходит выравнивание скоростей корпуса муфты и ее дисков. При этом момент сил трения между дисками муфты и корпусом, зависящий от силы сжатия и коэффициента трения, исключает проскальзывание между дисками, и является внутренним, приложен к обеим частям модели с разными знаками. В силу вышесказанного рассматриваемая модель на малом интервале времени представляет собой замкнутую систему, для которой применима теорема об изменении момента количества движения при ударе.

Датчик скорости транспортного средства расположен на выходном валу коробки передач. Обозначим задаваемые в программе переключения ступеней значения скоростей ω_O , при достижении которых должны осуществляться переключения: $\omega_O^{(12)}$ – с первой на вторую и $\omega_O^{(21)}$ – со второй на первую. При этом для переключения с первой на вторую ступень необходимо, чтобы ускорение $\dot{\omega}_O > 0$, а при переключении передачи со второй на первую $\dot{\omega}_O < 0$.

Скорость вращения ω_I входного вала коробки передач связана со скоростью вращения ω_O выходного вала передаточными отношениями: $\omega_I^{(12)} = i_1 i \omega_O^{(12)}$ при переключении с первой

передачи на вторую, $\omega_I^{(21)} = i_2 i \omega_o^{(21)}$ при переключении со второй передачи на первую. Скорость элемента J_o перед переключением, например, с первой передачи на вторую $\omega_o^{(12)}$, а скорость элемента J_I в этот момент $i_1 i \omega_o^{(12)}$. Приведенный к выходному валу О момент инерции элемента J_I перед включением второй ступени равен $J_I i_2^2 i^2$.

Выпишем закон сохранения момента количества движения для инерционных элементов J_I и J_o перед и после включения второй передачи:

$$J_I i_2^2 i^2 \frac{\omega_I^{(2)}}{i_2} + J_o \omega_o^{(12)} = (J_I i_2^2 i^2 + J_o) \omega_o^{(2)}$$

где $\omega_o^{(2)}$ – скорость выходного вала после переключения на вторую ступень. Причем $\omega_I^{(2)} = i_1 \omega_o^{(12)}$, тогда получим:

$$\omega_o^{(2)} = \frac{J_I i_1 i_2 i^2 + J_o}{J_I i_2^2 i^2 + J_o} \omega_o^{(12)}$$

Изменение скорости $\Delta \omega_o^{(2)}$ на выходе коробки передач после переключения с первой передачи на вторую:

$$\Delta \omega_o = \omega_o^{(2)} - \omega_o^{(12)} = \frac{i_1 - i_2}{J_I i_2^2 i^2 + J_o} J_I i_2 i^2 \omega_o^{(12)} \quad (1)$$

Как видно из (1), при переключении ступеней с низшей на высшую величина изменения скорости выходного вала положительная, т.к. $i_1 > i_2$. Иными словами, скорость на выходе коробки передач в процессе рассматриваемого переключения увеличится.

Аналогично, закон сохранения момента количества движения для инерционных элементов J_I и J_o перед и после включения первой передачи:

$$J_I i_1^2 i^2 \frac{\omega_I^{(1)}}{i_1} + J_o \omega_o^{(21)} = (J_I i_1^2 i^2 + J_o) \omega_o^{(1)}$$

где $\omega_o^{(1)}$ – скорость выходного вала после переключения на первую ступень. Причем $\omega_I^{(1)} = i_2 \omega_o^{(21)}$, тогда получим:

$$\omega_o^{(1)} = \frac{J_I i_1 i_2 i^2 + J_o}{J_I i_1^2 i^2 + J_o} \omega_o^{(21)}$$

Изменение скорости $\Delta \omega_o^{(1)}$ на выходе коробки передач после переключения со второй передачи на первую:

$$\Delta \omega_o = \omega_o^{(1)} - \omega_o^{(21)} = \frac{i_2 - i_1}{J_I i_1^2 i^2 + J_o} J_I i_1 i^2 \omega_o^{(21)}$$

Соответственно при переключении со второй на первую передачу скорость выходного вала коробки передач уменьшится.

Таким образом, выведены соотношения изменения скорости в ударной части модели (рис. 2).

Автоколебания выходного вала коробки передач. Рассмотрим автоколебания выходного вала коробки передач, вызванные резким изменением скорости выходного вала при переключении передач и наличии упругих и диссипативных связей.

Приведя момент инерции J_I к выходному валу, на интервалах между переключениями до звена с максимальной податливостью можно рассматривать общий момент инерции двигателя и элементов коробки передач $(J_I i_j^2 i^2 + J_o)$, где j – номер включенной передачи. Таким образом устраняется одна из трех степеней свободы рассматриваемой модели (рис. 2).

Движение модели на j -ой передаче между переключениями описывается системой двух линейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (J_I i_j^2 i^2 + J_0) \dot{\omega}^{(j)} + b(\omega^{(j)} - \omega_V^{(j)}) + c(\varphi^{(j)} - \varphi_V^{(j)}) &= i M_I \\ J_V \dot{\omega}_V^{(j)} + b(\omega_V^{(j)} - \omega^{(j)}) + c(\varphi_V^{(j)} - \varphi^{(j)}) &= -M_R \end{aligned} \quad (2)$$

В системе (2) φ – угловая координата инерционного элемента $(J_I i_j^2 i^2 + J_0)$; φ_V – угловая координата выходного вала после звена с максимальной податливостью; $\omega^{(j)}$ – угловая скорость инерционного элемента $(J_I i_j^2 i^2 + J_0)$.

Частоты свободных колебаний модели при отсутствии демпфирования: $k_1 = 0$; $k_2^{(j)} = \sqrt{c(J_I i_j^2 i^2 + J_0 + J_V T) / (J_I i_j^2 i^2 + J_0) J_V}$. Частота затухающих колебаний: $k_2^{*(j)} = \sqrt{k_2^{(j)2} - h^{(j)2}}$, где $h^{(j)} = b(J_I i_j^2 i^2 + J_0 + J_V) / 2(J_I i_j^2 i^2 + J_0) J_V$.

Движение элементов модели между переключениями. Движение элементов модели между переключениями передач представляет собой крутильное колебание инерционных элементов $(J_I i_j^2 i^2 + J_0)$ и J_V относительно центра масс, вращающегося под действием момента вращения и моментов сил сопротивления $M_I = const \neq 0$, $M_R = const \neq 0$. Движение центра масс модели является переносным движением модели. Относительное движение элементов $(J_I i_j^2 i^2 + J_0)$ и J_V – их синхронные крутильные колебания в противофазе, причем величины амплитуд колебаний обратно пропорциональны моментам инерции [16]. Общее решение полученных уравнений (2) имеет вид:

$$\begin{aligned} \varphi^{(j)} &= A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} \sin(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}) + C_1^{(j)} + C_2^{(j)} t + a^{(j)} t^2 / 2 \\ \varphi_V^{(j)} &= \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} \sin(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}) + C_1^{(j)} + C_2^{(j)} t + a^{(j)} t^2 / 2 \end{aligned} \quad (3),$$

где $\mu^{(j)} = A_V^{(j)} / A^{(j)} = -[(J_I i_j^2 i^2 + J_0) / J_V]$, $a^{(j)} = (i M_I - M_R) / (J_I i_j^2 i^2 + J_0 + J_V)$.

Постоянные A , β , C_1 и C_2 определяются через начальные условия, то есть через начальные угловые координаты и скорости инерционных элементов модели. В (3) параметры C_1 , C_2 и a – характеристики переносного движения, то есть движения центра масс модели, параметры A и β – характеристики относительного движения.

Дифференцированием уравнений (3) получим общий вид уравнений скоростей инерционных элементов на j -ой передаче между переключениями:

$$\begin{aligned} \omega^{(j)} &= A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} (k_2^{*(j)} \cos(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}) - h^{(j)} \sin(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)})) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t \\ \omega_V^{(j)} &= \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} (k_2^{*(j)} \cos(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)}) - h^{(j)} \sin(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)})) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t \end{aligned}$$

Переносная скорость $C_2^{(j)}$ – начальная скорость центра масс модели на j -ой передаче.

Подстановкой $\sin \alpha^{(j)} = h^{(j)} / \sqrt{h^{(j)2} + k_2^{*(j)2}}$ и $\cos \alpha^{(j)} = k_2^{*(j)} / \sqrt{h^{(j)2} + k_2^{*(j)2}}$ выражения скоростей инерционных элементов преобразуются к виду:

$$\begin{aligned} \omega^{(j)} &= A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} \sqrt{h^{(j)2} + k_2^{*(j)2}} \cos(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)} + \alpha^{(j)}) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t \\ \omega_V^{(j)} &= \mu^{(j)} A^{(j)} e^{-h^{(j)} t} \sqrt{h^{(j)2} + k_2^{*(j)2}} \cos(k_2^{*(j)} t + \beta^{(j)} + \alpha^{(j)}) + C_2^{(j)} + a^{(j)} t \end{aligned}$$

Численное моделирование. С использованием полученных зависимостей проведено численное моделирование движения модели при разгоне транспортного средства с 6-ти ступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями.

Передачные отношения рассматриваемой в качестве примера коробки передач и соответствующие им скорости выходного вала коробки $\omega^{(j)}$ при принятой максимальной скорости вращения вала двигателя $\omega_1 = 6000$ об./мин. = 628,3 рад./сек. (скорость переключения) приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Передачные отношения 6-ти ступенчатой коробки передач с двумя сцеплениями.

№ передачи	i	Шаг передаточного отношения	$\omega^{(j)}$ при $\omega_1 = 628,3$ рад./сек.
1.	4,12		152,5
2.	2,48	1,66	253,2
3.	1,64	1,51	382,2
4.	1,17	1,40	535,2
5.	0,91	1,29	690,5
6.	0,75	1,22	842,3

Остальные параметры модели соответствуют современному легковому автомобилю среднего класса. График зависимости угловой скорости выходного вала по времени представлен на рис. 3.

Полученные результаты численного моделирования показывают, что в случае мгновенного переключения передач в коробке передач возникают весьма существенные ударные нагрузки. Например, при выбранных параметрах модели при переключении со второй на третью угловая скорость кратковременно увеличивается на 133,3 рад./сек, а при переключении с пятой передачи на шестую на 121,6 рад./сек. Амплитуда изменения скорости зависит от шага передаточного отношения и, соответственно, уменьшается с уменьшением шага.

Следует отметить, что здесь рассмотрен экстремальный процесс переключения, позволяющий оценить предельные изменения скорости в случае мгновенного переключения передач. При таких резких скачках скорости на звенья трансмиссии кратковременно действуют недопустимо высокие моменты, что может приводить к преждевременному износу зубчатых передач, их поломке и выходу из строя элементов трансмиссии. Поэтому задача оптимизации управления переключениями в коробках передач с двумя сцеплениями остается актуальной, что подтверждается большим числом научных работ, посвященных этим процессам.

Заключение. Малая длительность переключения передач в современных автоматических коробках передач позволяет рассматривать этот процесс, как удар. А трансмиссию транспортного средства на малом интервале времени – как замкнутую механическую системы, для которой применима теорема об изменении момента количества движения при ударе. С ее использованием получены зависимости скоростей элементов трансмиссии до и после переключения.

В результате описания структуры динамической модели трансмиссии было показано, что она соответствует виброударной автоколебательной системе, в которой удар, вызванный включением передачи, приводит к колебаниям угла вращения выходного вала коробки передач.

В ходе численного моделирование разгона транспортного средства, оснащенного 6-ти ступенчатой коробкой передач с двумя сцеплениями, было показано, что в случае мгновенного переключения передач изменение скорости выходного вала коробки весьма существенны и могут превышать значение скорости переключения на следующую передачу.

Следует отметить, что принятое допущение об отсутствии проскальзывания между дисками включаемой муфты существенно упрощает моделирование, но при этом позволяет оценить предельные нагрузки, возникающие в трансмиссии транспортного средства при переключениях передач.

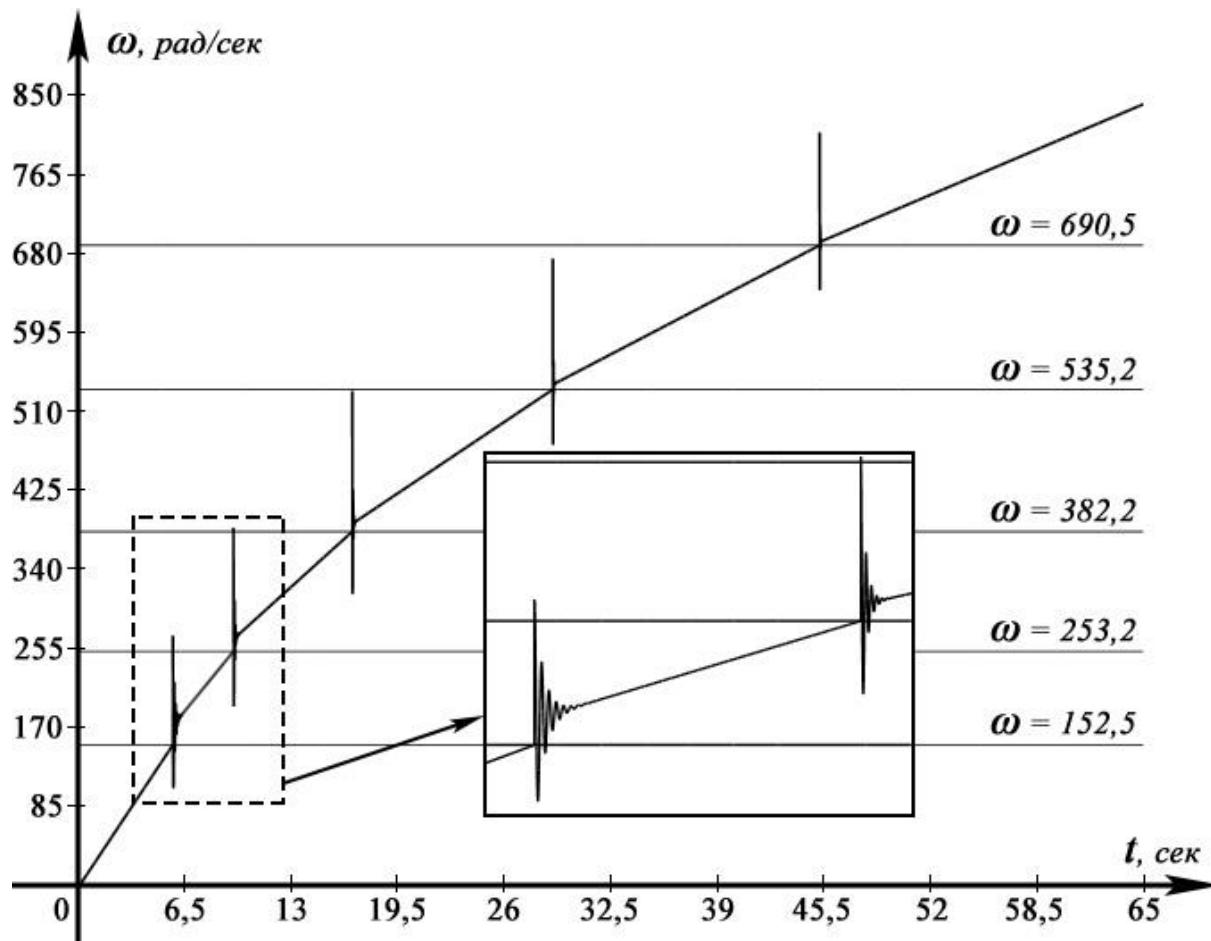


Рис. 3. График изменения угловой скорости выходного вала коробки передач.

Список литературы

1. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions. - Springer, Berlin, 2011.
2. Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. The Automotive Transmission Book. Powertrain. - Springer, Cham., 2015.
3. Förster H.J. Automatische Fahrzeuggetriebe. - Springer, Berlin, 1991.
4. Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Mechanical Engineering Series. - Springer, Dordrecht., 2009.
5. Matthes, B. Dual Clutch Transmissions - Lessons Learned and Future Potential. SAE Technical Paper # 2005-01-1021, 2005.
6. Wheals J.C., Turner A., Ramsay K, O'Neil A., Bennet J., Fang H. Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost. SAE Technical Paper # 2007-01-1096, 2007.
7. Liu Y., Qin D., Jiang H., Zhang Y. Shift control strategy and experimental validation for dry dual clutch transmissions// Mechanism and Machine Theory. - 75 (2014). – P. 41–53.

8. Kim S., Oh J., Choi S. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation// Mechanism and Machine Theory. - 113 (2017). – P. 109–125.
9. Schreiber W., Becker V. Doppelkupplungsgetriebe: патент на изобретение № DE 19821164. Опубликовано 18.11.1999.
10. Басалаев В.Н., Коваленко А.В. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии// Механика машин, механизмов и материалов. - 2011. - № 2 (15). - С. 24-32.
11. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Шевелев А.С. Переключение передач с различной степенью их перекрытия в коробках передач автомобилей и тракторов. Евразийское Научное Объединение. - 2015. - Т. 1, № 6 (6). - С. 67-70.
12. Bai Sh., Maguire J., Peng H. Dynamic analysis and control system design of automatic transmission. SAE International, Warrendale, Pennsylvania, USA, 2013.
13. Pfeiffer F. Mechanical System Dynamics. Corrected Second Printing. - Springer-Verlag Berlin, 2008.
14. Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. Третье исправленное и дополненное издание. - М.: МАШГИЗ, 1953.
15. Salamandra K., Tyves L. Application of the Angular Momentum Conservation Law at the Dynamic Analysis of Gearshifts (Paper # F2016-THBG-002). FISITA 2016 World Automotive Congress – Proceedings. Korea.
16. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991.

Дата поступления: 1 июня 2021 г.