

УДК 629.114:621-52

В.Н. БАСАЛАЕВ, А.В. КОВАЛЕНКО, канд. техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ПОД НАГРУЗКОЙ И ОПТИМИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОННЫМИ МУФТАМИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Получены аналитические зависимости, позволяющие снизить нагрузки в механической трансмиссии в процессе переключения передач под нагрузкой. Предлагаются оптимальные законы управления фрикционными муфтами трансмиссии, обеспечивающие требуемое качество этого процесса в соответствии с принятыми оценочными показателями

Ключевые слова: переключение под нагрузкой, механическая трансмиссия, качество переключения, законы управления, оптимизация, переходный процесс, перекрытие передач, оценочные показатели, моделирование

Обзор работ по переключению передач под нагрузкой

Все более широкое распространение в конструкциях трансмиссий современных тракторов получают ступенчатые трансмиссии с фрикционными муфтами [1, 2]. Это объясняется возможностью переключения передач под нагрузкой, а также простотой конструкции, надежностью работы и более высоким КПД по сравнению с бесступенчатыми трансмиссиями.

Переключение передач под нагрузкой в коробке передач (КП), содержащих фрикционные муфты, позволяет повысить эксплуатационные показатели машин.

Процесс переключения передач под нагрузкой является одним из самых сложных видов переходного процесса и в настоящее время недостаточно изучен.

В наиболее ранних работах [3] и [4], посвященных вопросу выбора оптимальных параметров управления процессом переключения передач под нагрузкой, на основе компьютерного моделирования рассматриваемого процесса в различных условиях эксплуатации, предлагается выбирать для колесного трактора с механической трансмиссией интервал рациональных перекрытий передач.

Нижняя граница указанного интервала определяется допустимой величиной динамического момента в трансмиссии трактора, а верхняя — допустимой удельной работой буксования включаемых фрикционных муфт.

При этом рекомендуется систему управления настраивать таким образом, чтобы реальное перекрытие передач находилось внутри выбранного в результате моделирования интервала рациональных перекрытий.

Однако в этом случае указанный интервал может оказаться достаточно большим, а полученное реальное перекрытие передач далеким от оптимального.

В математических моделях указанных работ не учитывается функциональная связь между интервалом перекрытия передач и такими параметрами, как момент сопротивления движению и темп (скорость) нарастания момента трения во включаемой муфте, которая является определяющей при выборе интервала перекрытия передач.

Без учета этой связи в принципе невозможно выбрать оптимальный интервал перекрытия передач.

В работе [5] приводятся необходимые условия обеспечения оптимального интервала перекрытия передач, позволяющие осуществить движение трактора без снижения скорости при переключении трансмиссии на высшую передачу, а также аналитическое выражение для его определения в зависимости от момента сопротивления движению и темпа нарастания момента трения во включаемой муфте. Но при этом не установлена функциональная зависимость между темпом нарастания давления и темпом изменения момента трения в этой муфте. В работе недостаточно исследован процесс переключения под нагрузкой на низшую передачу.

Кроме того, в ней не рассматриваются методы снижения нагруженности трансмиссии в указанном процессе и не определяются его оценочные показатели, обеспечивающие качество этого процесса.

В работе [6] представлена гидромеханическая трансмиссия Т7300 для трактора с переключением передач под нагрузкой, содержащая электронный блок управления.

Для определения оптимальной длительности перекрытия передач в данном блоке задаются характеристика двигателя и график скольжения насосного и турбинного колес гидротрансформатора при различных нагрузках в трансмиссии. Используя указанный график,

определяется текущая нагрузка во время движения трактора перед переключением и выбирается длительность перекрытия передач, а также темп включения фрикционных муфт.

В данной системе не могут быть получены оптимальные параметры управления, обеспечивающее требуемое качество переходного процесса в соответствии с его оценочными показателями. К тому же, для определения нагрузки в трансмиссии требуется устанавливать неблокируемый гидротрансформатор, что увеличивает расход топлива.

В работе [7] предлагается электрогидравлическая система управления переключением передач под нагрузкой механической трансмиссии трактора.

Для определения параметров управления производится моделирование процесса переключения передач трактора под нагрузкой.

За основной оценочный показатель принимается ускорение трактора. Другим оценочным показателем процесса переключения передач является удельная работа буксования фрикционных муфт. Кроме этих показателей рассчитывается мощность тепловыделения в буксующих муфтах и работа трения за время буксования муфт.

В результате моделирования для всех передач составляются таблицы, где для каждой передачи, вида прицепа или плуга и направления переключения задается момент переключения в зависимости от скорости движения трактора и положения педали подачи топлива, а также законы изменения давления в переключаемых муфтах и интервалы перекрытия передач.

Полученные таблицы заносятся в электронный блок управления. Во время движения трактора определяются его текущие скорость и положения педали подачи топлива, которые периодически сравниваются с заданными табличными величинами в этом блоке. В случае их совпадения водителю выдается сигнал разрешения переключения передач.

В анализируемой работе при моделировании процесса переключения передач и составлении таблиц зависимостей нагрузки трактора ограничены несколькими конкретными значениями, что явно недостаточно для получения оптимальных параметров управления.

К тому же, момент трения буксующей муфты в процессе моделирования, в значительной мере зависит от задаваемой закономерности изменения коэффициента трения. Коэффициент трения в процессе эксплуатации может изменяться под действием множества факторов, которые практически невозможно учесть.

Здесь также не учитывается влияние ряда других эксплуатационных факторов. Все это существенно снижает достоверность получаемых законов управления.

Известна работа по управлению процессом переключения передач без разрыва потока мощности, где рассматривается выбор рациональных характеристик процесса переключения в автоматической КП автомобиля [8] с использованием микропроцессорного контроллера.

В этой работе недостаточно исследован процесс переключения передач под нагрузкой.

При этом, судя по представленным в работе графикам этапов процесса переключения на высшую передачу, на стадии «передачи момента» от выключаемого фрикциона к включаемому наблюдается значительное снижение крутящего момента на выходном валу КП.

Указанная стадия определяет длительность перекрытия передач, где при оптимальном перекрытии передач не должно быть снижения крутящего момента на выхо-

де КП, которое с увеличением нагрузки может привести к потере скорости мобильной машины и ее остановке во время переключения передач.

В рассматриваемой работе не представлен процесс переключения на низшую передачу без разрыва мощности, который имеет существенные отличия от переключения на высшую передачу.

Переключение на высшую передачу под нагрузкой

Для определения условий оптимального управления процессом переключения передач под нагрузкой рассмотрим этот процесс более подробно.

На рисунке 1 представлен один из вальных типовых узлов переключения передач трансмиссии. Безразрывность потока мощности при переключении достигается за счет перекрытия двух передач — включаемой и выключаемой [5].

Во время переключения на высшую передачу под нагрузкой мощность передается к выходу узла переключения двумя параллельными потоками. Один поток мощности проходит через включенную муфту низшей передачи, другой — через выключаемую муфту высшей передачи.

Уравнения динамики данного процесса имеют вид:

$$J_{\partial} \frac{d\omega_{\partial}}{dt} = M_{\partial} - M_{k-1} - M_k^T, \quad (1)$$

$$J_{\omega m} \frac{d\omega_{\omega m}}{dt} = M_{k-1} u_{k-1} + M_k^T u_k - M_c, \quad (2)$$

где M_{k-1} и M_k^T — крутящие моменты, передаваемые включенной муфтой низшей передачи и выключаемой муфтой высшей передачи (с индексом «Т» момент трения буксующей муфты высшей передачи, без индекса «Т» — нагрузка на муфту низшей передачи, которая не буксует); M_{∂} — крутящий момент двигателя, приведенный ко входу узла переключения; $J_{\partial}, J_{\omega m}$ — приведенные моменты инерции к входу и выходу узла переключения соответственно ведущих и ведомых частей трансмиссии; u_{k-1}, u_k — передаточные числа узла переключения.

Перекрытие передач называется оптимальным, если выполняются два условия (рисунок 2):

1. Условие безразрывности, т.е. в процессе перекрытия передач сумма приведенных к ведомому валу узла передаваемого момента M_{k-1} выключаемой и момента трения M_k^T выключаемой муфт должна быть равна приведенному моменту M_c сопротивления движению, т.е.:

$$M_{k-1} u_{k-1} + M_k^T u_k = M_c. \quad (3)$$

2. Перекрытие заканчивается, когда момент трения выключаемой муфты, приведенный к выходу узла переключения, увеличиваясь, достигнет значения, равного приведенному моменту M_c сопротивления движению, т.е.:

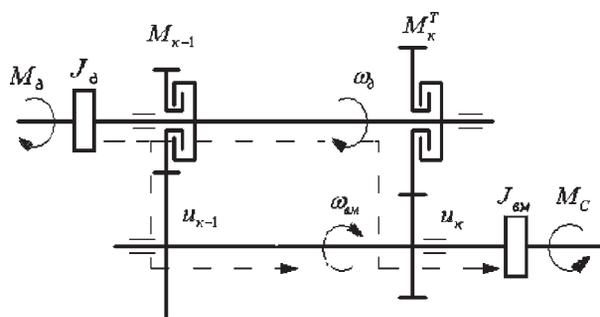


Рисунок 1 — Передача мощности в типовом узле при переключении на высшую передачу под нагрузкой

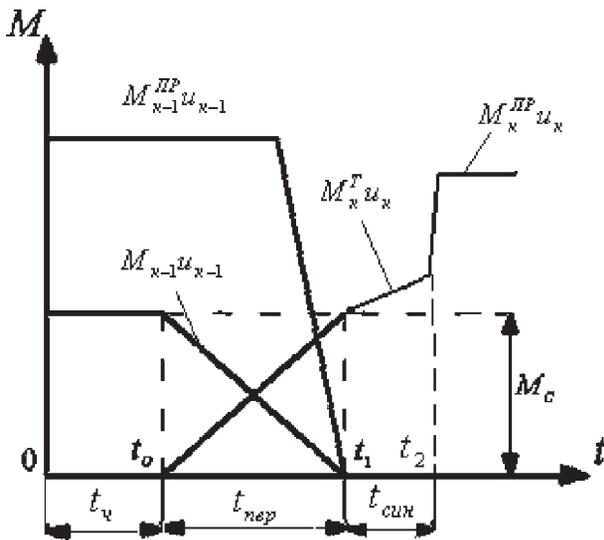


Рисунок 2 — Изменение моментов фрикционных муфт при оптимальном перекрытии передач в процессе переключения на высшую передачу под нагрузкой

$$M_k^T u_k = M_c. \tag{4}$$

Для обеспечения переключения на высшую передачу под нагрузкой с оптимальным перекрытием передач, движение машины до начала переключения передач принимается равномерным.

Поскольку на этапе перекрытия передач муфта нижней передачи не буксует, то на данном этапе сохраняется равномерный режим движения машины. В этом случае уравнения динамики этапа перекрытия передач примут вид:

$$M_\partial - M_{k-1} - M_k^T = 0, \tag{5}$$

$$M_{k-1} u_{k-1} + M_k^T u_k - M_c = 0. \tag{6}$$

Перекрытие является недостаточным, если:

$$M_{k-1} u_{k-1} + M_k^T u_k < M_c, \tag{7}$$

и избыточным, когда:

$$M_{k-1} u_{k-1} + M_k^T u_k > M_c. \tag{8}$$

Недостаточное перекрытие передач приводит к потере скорости машины во время переключения, появлению возможности ее остановки при больших нагрузках, а избыточное — к увеличению работы буксования фрикционных муфт и возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии.

После времени t_v заполнения рабочей жидкостью гидрролинии включения муфты высшей передачи и освобождения объема ее гидроцилиндра при движении поршня до начала сжатия фрикционных дисков, происходит перекрытие передач в течение времени t_{nep} (см. рисунок 2).

Исходя из ранее указанных условий оптимальности, процесс переключения на высшую передачу под нагрузкой, связанный с работой буксования фрикционных муфт, можно разделить на два этапа:

Этап 1. Муфта высшей передачи буксует во время перекрытия передач, муфта нижней передачи замкнута.

Этап 2. Муфта высшей передачи буксует после перекрытия передач, муфта нижней передачи разомкнута.

Этап 1 начинается при $t=t_0$ с буксования муфты высшей передачи при включенной муфте нижней передачи.

При оптимальном перекрытии передач на этапе 1 муфта нижней передачи обеспечивает передачу момента $M_{k-1} u_{k-1}$, максимальная величина которого в начале переключения равна M_c , к выходу узла переключения.

В процессе буксования муфты высшей передачи с увеличением давления рабочей жидкости в гидроцилиндре этой муфты возрастает крутящий момент трения $M_k^T u_k$, подводимый к выходу узла переключения, от 0 до M_c , и разгружается муфта нижней передачи. В результате снижается передаваемый ею момент к выходу узла переключения при неизменном предельном моменте трения M_{k-1}^{np} муфты нижней передачи.

Таким образом, оптимальный интервал перекрытия t_{nep} равен времени увеличения момента трения M_k^T от 0 до $\frac{M_c}{u_k}$.

Если принять:

$$M_k^T = C_k t, \tag{9}$$

где $C_k = const$ — темп (скорость) нарастания момента трения в муфте высшей передачи, то:

$$t_{nep} = \frac{M_c}{C_k u_k}. \tag{10}$$

Темп изменения момента трения C_k в муфте высшей передачи зависит от темпа C'_k изменения давления рабочей жидкости в этой муфте и изменения коэффициента трения μ ее фрикционных дисков.

Поскольку муфта нижней передачи не буксует, то на этапе 1 при оптимальном перекрытии передач относительная угловая скорость:

$$\omega_{omk} = \omega_\partial - \omega_{\partial m} u_k \tag{11}$$

ведущих и ведомых дисков муфты высшей передачи является величиной постоянной.

Коэффициент трения μ на данном этапе зависит в основном от угловой скорости ω_{omk} [9]. Принимая, что влияние других факторов на этом этапе на коэффициент трения μ незначительно, темп нарастания момента трения C_k в муфте высшей передачи выразим через темп C'_k нарастания давления:

$$C_k = A \mu C'_k, \tag{12}$$

где A — коэффициент, определяющий конструктивные параметры муфты высшей передачи.

Подставив в формулу (10) $C_k = A \mu C'_k$, получим выражение для определения времени оптимального перекрытия при переключении на высшую передачу:

$$t_{nep} = \frac{M_c}{A \mu C'_k u_k}. \tag{13}$$

Для уменьшения вероятности возникновения избыточного перекрытия целесообразно до начала этапа перекрытия передач снизить давление в муфте нижней передачи до уровня P_m начала пробуксовки муфты нижней передачи (рисунок 3).

При этом передаваемый муфтой нижней передачи предельный момент трения на выход узла переключения становится равным моменту M_c .

Указанный уровень давления в муфте нижней передачи находится из уравнения:

$$P_m = P_o + \frac{M_c}{A \mu_{cm} u_{k-1}}, \tag{14}$$

где P_o — противодавление на поршень муфты нижней передачи; μ_{cm} — минимальный статический коэффициент трения фрикционных дисков муфты нижней передачи в момент ее срыва.

Во время перекрытия передач после достижения уровня P_m следует продолжать снижение давления в муфте

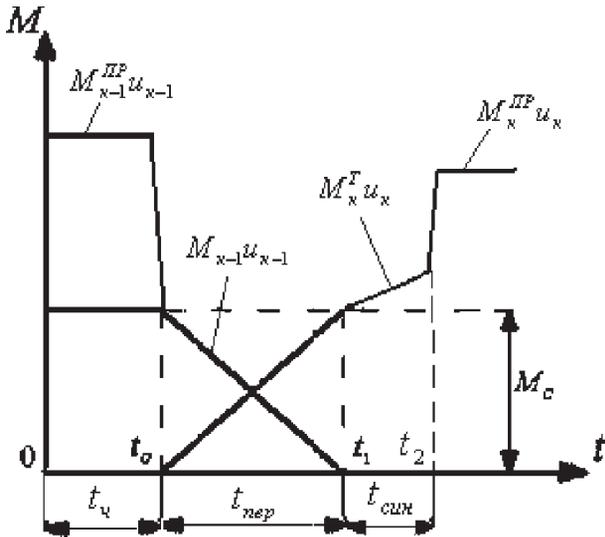


Рисунок 3 — Определение оптимального интервала перекрытия передач

нижней передачи в соответствии с ростом момента трения в муфте высшей передачи, не допуская пробуксовки муфты нижней передачи.

Требуемый темп C'_{k-1} снижения давления в муфте нижней передачи во время перекрытия передач определяется из уравнения:

$$C'_{k-1} = \frac{P_m}{t_{пер}} \quad (15)$$

Закон изменения давления $P_{k-1}(t)$ в муфте нижней передачи на этапе перекрытия передач в этом случае находится из уравнения:

$$P_{k-1}(t) = P_m - C'_{k-1} t \quad \text{при } t_0 < t < t_1 \quad (16)$$

В момент времени t_1 муфта нижней передачи должна быть выключена, так как муфта высшей передачи в это время полностью воспринимает нагрузку от момента M_c и в дальнейшем возможно движение на одной передаче.

На этапе 2 переключения в течение времени $t_{свих}$ действует избыточный момент трения $M_{изб}$ буксующей муфты высшей передачи:

$$M_{изб} = M_k^T u_k - M_c \quad (17)$$

На этом этапе в течение времени $t_{свих}$ происходит синхронизация угловых скоростей инерционных масс, связанных с ведущими и ведомыми фрикционными дисками муфты высшей передачи.

При этом под действием инерционных масс ведущих частей трансмиссии, вращающихся с большей скоростью, чем ведомые диски муфты, происходит разгон машины. Одновременно в процессе ее разгона снижается угловая скорость двигателя ω_d , поскольку он нагружается избыточным моментом трения буксующей муфты высшей передачи.

Темп роста момента трения в муфте высшей передачи на этапе 2 зависит не только от темпа C'_k нарастания давления в ней, но и от изменения ее текущего коэффициента трения μ .

Закон изменения момента трения M_k^T на этапе 2 определяется из уравнения:

$$M_k^T = M_{k0}^T + \Delta M_k^T \quad (18)$$

или

$$M_k^T = M_{k0}^T + A\mu C'_k t \quad \text{при } t_1 < t < t_2, \quad (19)$$

где M_{k0}^T — момент трения муфты высшей передачи в конце этапа перекрытия передач; t — текущее время.

Момент трения M_k^T на данном этапе может определяться в каждый момент времени из уравнения движения инерционных масс ведущих частей трансмиссии:

$$M_k^T = M_d - J_d \varepsilon, \quad (20)$$

где ε — угловое ускорение двигателя.

Из уравнения (20) следует, что на данном этапе любой из факторов, влияющих на величину момента трения буксующей муфты, включая и податливость элементов трансмиссии, находит свое отражение в изменении углового ускорения ε двигателя и его крутящего момента M_d .

Это позволяет при известных значениях моментов M_d и ускорений ε двигателя вычислять, используя уравнение (20), в каждый момент времени фактические величины моментов трения M_k^T .

Используя указанное уравнение, можно также определять текущий коэффициент трения из выражения:

$$\mu(t) = \frac{M_d - J_d \varepsilon}{(C'_k t + P_u - P_o) A}, \quad (21)$$

где P_u — центробежное давление в муфте высшей передачи, принимаемое постоянным вследствие инерционности рабочей жидкости.

Условие окончания этапа 2 и процесса переключения передач под нагрузкой на высшую передачу определяется из соотношения:

$$\omega_d = \omega_{вм} u_k \quad (22)$$

Переключение на низшую передачу под нагрузкой

Переключение на низшую передачу под нагрузкой существенно отличается от переключения на высшую передачу (рисунок 4).

Если переключение на низшую передачу под нагрузкой происходит без снижения давления в выключаемой муфте высшей передачи, то нагруженность трансмиссии значительно возрастает. Рассмотрим такое переключение.

Этап перекрытия передач в этом случае содержит два периода (рисунок 5).

Первый период. В момент времени $t=t_0$ начинается регулирование давления в муфте нижней передачи при включенной муфте высшей передачи.

Момент трения M_{k-1}^T муфты нижней передачи возрастает в течение времени t_0-t_2 от нуля до M_c .

Перед переключением ведомые фрикционные диски муфты нижней передачи вращаются в ту же сторону, что и ведущие, но быстрее ведущих дисков. Вследствие этого муфта нижней передачи при включении буксует, и ее момент тре-

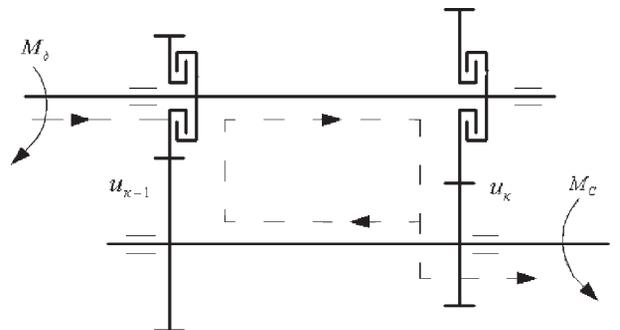


Рисунок 4 — Передача мощности в типовом узле при переключении на низшую передачу под нагрузкой

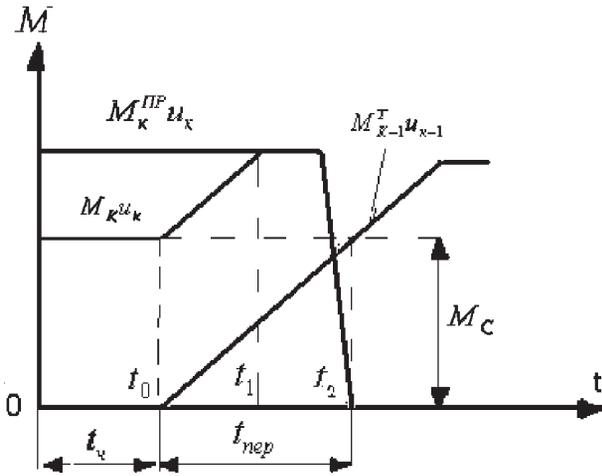


Рисунок 5 — Переключение на низшую передачу под нагрузкой

ния M_{k-1}^T воздействует на ведущий вал в направлении его вращения, а на ведомый — противоположно его вращению.

Включенная муфта высшей передачи не буксует и продолжает передавать крутящий момент в направлении от ведущего к ведомому валу. В результате муфта высшей передачи догружается дополнительным моментом трения M_{k-1}^T включаемой муфты низшей передачи.

Такую увеличенную нагрузку муфта высшей передачи сможет передавать до тех пор, пока ее крутящий момент $M_k u_k$ не достигнет значения, равного предельному моменту трения $M_k^{np} u_k$ муфты. При дальнейшем возрастании момента трения $M_{k-1}^T u_{k-1}$ муфты низшей передачи произойдет пробуксовка (срыв) включенной муфты высшей передачи.

Второй период начинается с момента t_1 и продолжается при возрастании $M_{k-1}^T u_{k-1}$ до величины M_c . Этот период сопровождается буксованием обеих муфт низшей и высшей передач. При моменте $M_{k-1}^T u_{k-1} = M_c$ вся нагрузка может быть воспринята муфтой низшей передачи, а муфта высшей передачи для исключения избыточного перекрытия передач в момент времени t_2 должна быть выключена.

Как видно из рисунка 5, если давление в муфте высшей передачи во время перекрытия передач не снижается, происходит срыв муфты на предельном ее моменте трения M_k^{np} .

Учитывая, что статический коэффициент трения фрикционных дисков муфты может превышать максимальный динамический коэффициент (коэффициент трения скольжения) в два раза, коэффициент запаса момента трения муфты достаточно высок [9].

Срыв муфты при таком моменте вызывает значительные динамические нагрузки в трансмиссии. Дальнейшее буксование муфты высшей передачи приводит к повышенной работе и мощности буксования. Это является существенным недостатком такого способа переключения на низшую передачу.

Предлагается способ переключения на низшую передачу со сбросом давления в муфте высшей передачи до уровня начала буксования этой муфты (рисунок 6).

Тогда при переключении на низшую передачу под нагрузкой буксуют обе муфты узла переключения.

При этом во время перекрытия передач при возрастании угловой скорости двигателя и снижении ее на выходе узла переключения происходит синхронизация угловых скоростей ведущих и ведомых инерционных масс

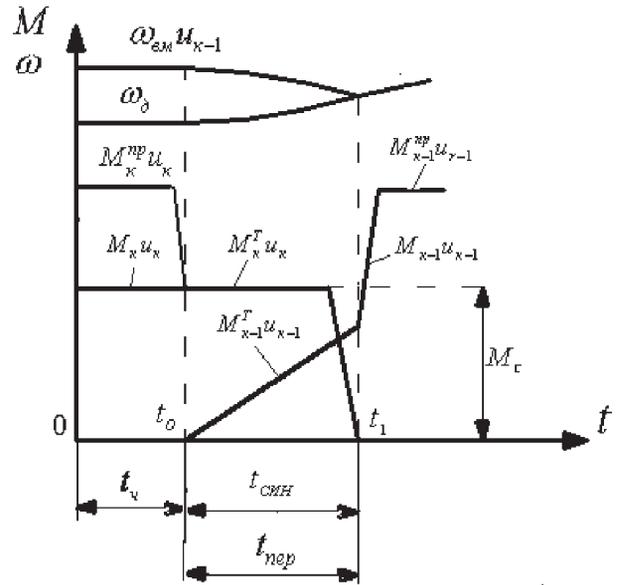


Рисунок 6 — Определение оптимального интервала перекрытия передач при переключении на низшую передачу

трансмиссии, связанных с ведущими и ведомыми фрикционными дисками муфты низшей передачи, в соответствии с уравнениями:

$$J_\delta \frac{d\omega_\delta}{dt} = M_\delta + M_{k-1}^T - M_k^T, \quad (23)$$

$$J_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} = M_k^T u_k - M_{k-1}^T u_{k-1} - M_c. \quad (24)$$

В рассматриваемом случае переключения на низшую передачу время синхронизации $t_{син}$ совпадает со временем $t_{пер}$ перекрытия передач.

После синхронизации муфта низшей передачи может быть включена с максимальным темпом нарастания давления в ней.

При переключении на низшую передачу синхронизация угловых скоростей ведущих и ведомых дисков муфты низшей передачи может происходить и без включения этой муфты, а только за счет увеличения угловой скорости двигателя при снижении давления в муфте высшей передачи во время ее буксования. В этом случае в процессе синхронизации также происходит разгон двигателя и снижение скорости вращения ведомого вала в соответствии с уравнениями:

$$J_\delta \frac{d\omega_\delta}{dt} = M_\delta - M_k^T, \quad (25)$$

$$J_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} = M_k^T u_k - M_c. \quad (26)$$

После синхронизации муфта низшей передачи для исключения разрыва потока мощности также должна быть включена с максимальным темпом нарастания в ней давления, а муфта высшей передачи в это время выключается. Способ переключения под нагрузкой на низшую передачу со снижением давления в муфте высшей передачи позволяет снизить динамические нагрузки в трансмиссии, а также уменьшить работу и мощность буксования фрикционных муфт.

Условием окончания процесса переключения на низшую передачу под нагрузкой является равенство:

$$\omega_\delta = \omega_{эм} u_{k-1}. \quad (27)$$

Определение оценочных показателей процесса переключения передач под нагрузкой и оптимальных законов управления

Используя полученные зависимости, задавая параметры мобильной машины в памяти микропроцессорного контроллера можно, определять оценочные показатели процесса переключения под нагрузкой в режиме реального времени во время движения машины [10].

Так при переключении на высшую передачу под нагрузкой мощность буксования N_i в каждой i -ой точке процесса буксования муфты высшей передачи на этапах перекрытия передач и синхронизации угловых скоростей инерционных масс вычисляется в контроллере из уравнения:

$$N_i = M_k^T \omega_{omn}, \quad (28)$$

где M_k^T находится из уравнения (20), а относительная угловая скорость ведущих и ведомых дисков муфты — из уравнения (11) при опросе датчиков угловых скоростей.

В процессе буксования муфты определяется максимальная мощность буксования N_{max} .

Определяются также на каждой итерации средняя мощность N и работа буксования L_f .

Изменение температуры фрикционных дисков Δt° за время буксования находится в зависимости от работы буксования L :

$$\Delta t^\circ = f(L). \quad (29)$$

Динамическая составляющая крутящего момента ΔM_i на входе узла переключения на этапе синхронизации угловых скоростей инерционных масс:

$$\Delta M_i = J_\theta \varepsilon, \quad (30)$$

где ε определяется дифференцированием по времени угловой скорости двигателя.

Максимальный динамический момент M_{ex} на входе узла переключения находится из уравнения:

$$M_{ex} = M_C + \Delta M_{max}, \quad (31)$$

где ΔM_{max} — максимальная динамическая составляющая крутящего момента на входе узла переключения; M_C — момент сопротивления движению, приведенный к входу узла переключения.

Коэффициент динамичности K_θ на входе узла переключения:

$$K_\theta = \frac{M_{ex}}{M_C}. \quad (32)$$

Динамическая составляющая ΔM крутящего момента на выходе узла переключения:

$$\Delta M = J_{\theta m} \varepsilon_{\theta m}, \quad (33)$$

где $J_{\theta m}$ — момент инерции ведомых частей трансмиссии, приведенный к выходу узла переключения; $\varepsilon_{\theta m}$ — угловое ускорение звена на выходе узла переключения.

Максимальный динамический момент $M_{\theta m}$ на выходе узла переключения определяется из уравнения:

$$M_{\theta m} = M_C + \Delta M_{max}, \quad (34)$$

где M_C — момент сопротивления движению, приведенный к выходу узла переключения; ΔM_{max} — максимальная динамическая составляющая крутящего момента на выходе узла переключения.

Плавность движения в процессе переключения передач определяется первой производной dj по времени ускорение мобильной машины.

После окончания процесса переключения передач в контроллере производится сравнение полученных оценочных показателей с их предельно-допустимыми величинами.

При выходе какого-либо из показателей за предельно-допустимую величину изменяется закон управления включением фрикционных муфт в направлении снижения величины этого показателя.

Новый закон управления наряду с полученными во время движения машины информационными переменными, обуславливающими выбор оптимальных параметров управления и характеризующими текущую ситуацию движения машины, заносится в базу данных контроллера. В результате в контроллере происходит накопление информации, «знаний» о возможных текущих ситуациях, и создается массив более качественных «образцов» последующих переключений по сравнению с предыдущими.

При поступлении сигнала на переключение передач производится идентификация текущих информационных переменных с заданными их значениями в базе данных контроллера. При их совпадении выбирается закон управления процессом переключения передач, удовлетворяющий требованию качества этого процесса.

Результаты исследования процесса переключения передач под нагрузкой

По разработанной программе, учитывающей рассмотренные способы переключения передач, проводилось компьютерное моделирование процесса переключения с первой на вторую передачу под нагрузкой механической трансмиссии трактора мощностью 210 л.с. с прицепом массой 10 т.

Оценочные показатели процесса переключения определялись в процентном отношении от их предельно-допустимых величин.

Принятые предельно-допустимые величины оценочных показателей составляли:

- средней удельной мощности буксования $N_{y\theta} = 80$ Вт/см²;
- максимальной удельной мощности буксования $N_{y\theta}^{max} = 100$ Вт/см²;
- удельной работы буксования $L_{y\theta} = 50$ Дж/см²;
- изменения температуры фрикционных дисков муфты в процессе буксования $\Delta t^\circ = 50^\circ$;
- коэффициента динамичности $K_\theta = 2,7$;
- первой производной от ускорения $dj = 40$ м/с³.

При моделировании указанного процесса переключения изменение коэффициента трения μ фрикционных дисков включаемой муфты задавалось представленной на рисунке 7 [11] функциональной зависимостью:

$$\mu = f(\omega_{omn}). \quad (35)$$

Моделирование переключения производилось без компенсации текущего коэффициента трения μ и с его компенсацией, позволяющей значительно снизить динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии при ее переключении под нагрузкой на этапе синхронизации угловых скоростей ведущих и ведомых инерционных масс.

Для компенсации μ использовалось изменение начального темпа C'_{ko} нарастания давления во включаемой муфте в соответствии с изменением отношения заданной постоянной величины виртуального коэффициента трения μ_m и фактического текущего коэффициента трения μ .

Новый расчетный темп C'_k изменения давления в муфте на каждой итерации определялся из уравнения [12]:

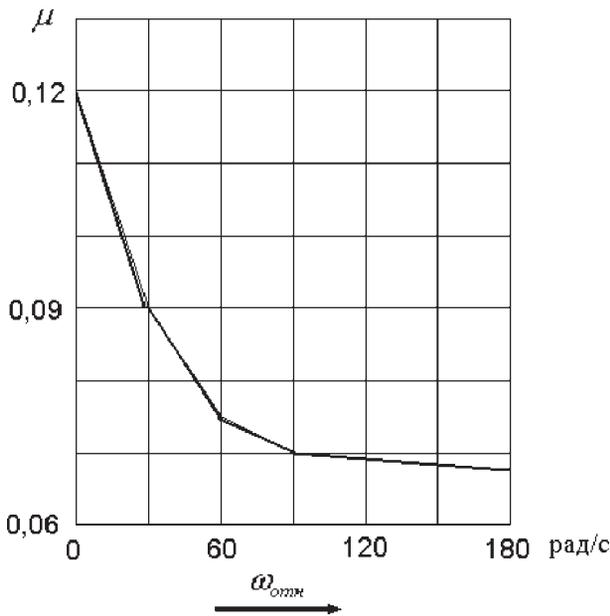


Рисунок 7 — Изменение коэффициента трения фрикционной муфты

$$C'_k = \frac{\mu_m}{\mu} C'_{к0} \quad (36)$$

Из этого уравнения видно, что чем больше величина текущего коэффициента трения μ , тем меньше темп C'_k нарастания давления во включаемой муфте. Это обстоятельство позволяет существенно повысить плавность включения данной муфты и снизить динамические нагрузки в трансмиссии.

На рисунке 8 представлены графики изменения оценочных показателей процесса переключения на этапе перекрытия передач в зависимости от темпа нарастания давления C'_k .

Из этих графиков видно, что на этапе перекрытия передач отсутствуют динамические нагрузки в трансмиссии, связанные с изменением темпа C'_k нарастания давления. При этом средняя $N_{y\delta}$ и максимальная $N_{y\delta}^{max}$ удельные мощности буксования этой муфты не зависят от темпа C'_k .

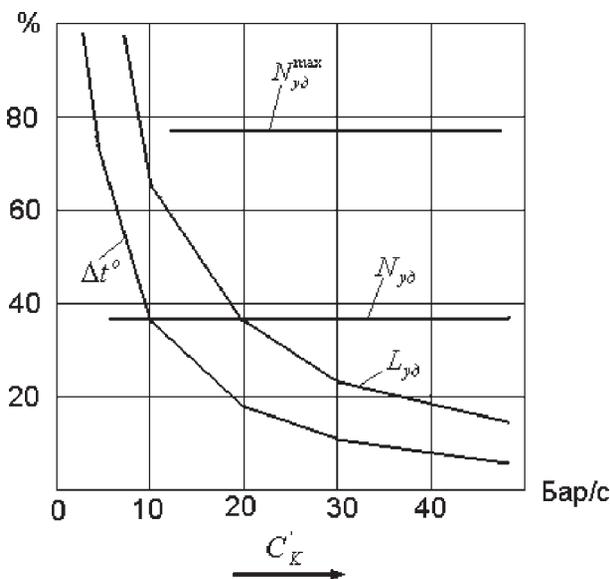


Рисунок 8 — Изменение оценочных показателей процесса переключения на высшую передачу на этапе перекрытия передач в зависимости от темпа нарастания давления

Однако удельная работа буксования $L_{y\delta}$ и изменение температуры нагрева Δt° фрикционных дисков указанной муфты за время ее буксования на данном этапе в полной мере определяются темпом C'_k .

На этом этапе удельная работа буксования $L_{y\delta}$ муфты при темпе нарастания давления $C'_k < 10$ Бар/с и изменение температуры Δt° ее фрикционных дисков при темпе $C'_k < 5$ Бар/с приближаются к предельно-допустимым величинам.

Из графика также видно, что оптимальный темп C'_k , обеспечивающий минимальные величины $L_{y\delta}$ и Δt° на этапе перекрытия передач должен быть не менее 40 Бар/с.

На рисунке 9 представлены графики изменения оценочных показателей процесса переключения под нагрузкой на высшую передачу, в зависимости от темпа нарастания давления на этапе синхронизации ведущих и ведомых инерционных масс трансмиссии.

Процесс моделировался без компенсации коэффициента трения μ .

На рисунке видно, что на данном этапе с ростом темпа C'_k возрастают динамические нагрузки в трансмиссии, а также повышаются $N_{y\delta}$ и $N_{y\delta}^{max}$ мощности буксования муфты.

В этом случае при темпах C'_k изменения давления более 30 Бар/с мощность $N_{y\delta}^{max}$ превышает 80 % предельно-допустимой мощности буксования. Коэффициент динамичности K_δ на данном этапе при темпе C'_k нарастания давления равном 40 Бар/с превышает предельно-допустимую величину.

На рисунке 10 представлены графики изменения оценочных показателей процесса переключения под нагрузкой, с компенсацией текущего коэффициента трения μ фрикционных дисков, в зависимости от темпа изменения давления во включаемой муфте высшей передачи на этапе синхронизации инерционных масс трансмиссии. Заданная постоянная величина μ_m составляла 0,07.

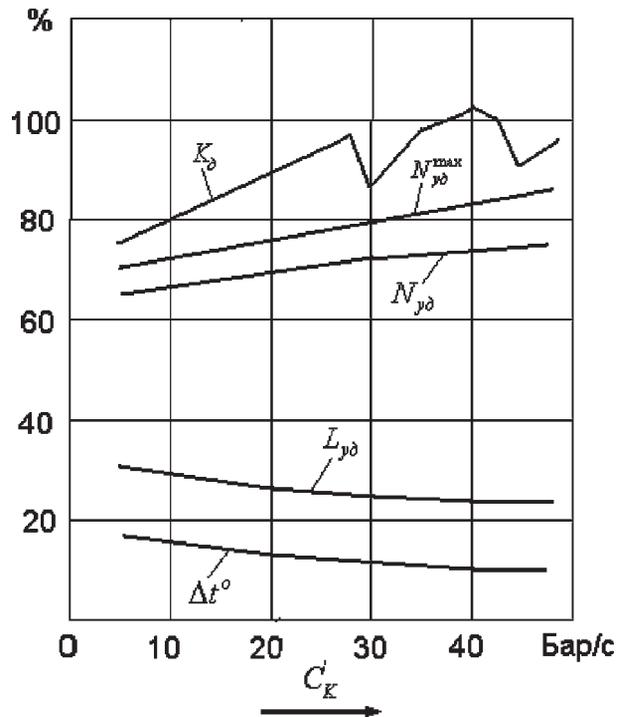


Рисунок 9 — Изменение оценочных показателей процесса переключения на высшую передачу под нагрузкой в зависимости от темпа нарастания давления без компенсации μ на этапе синхронизации

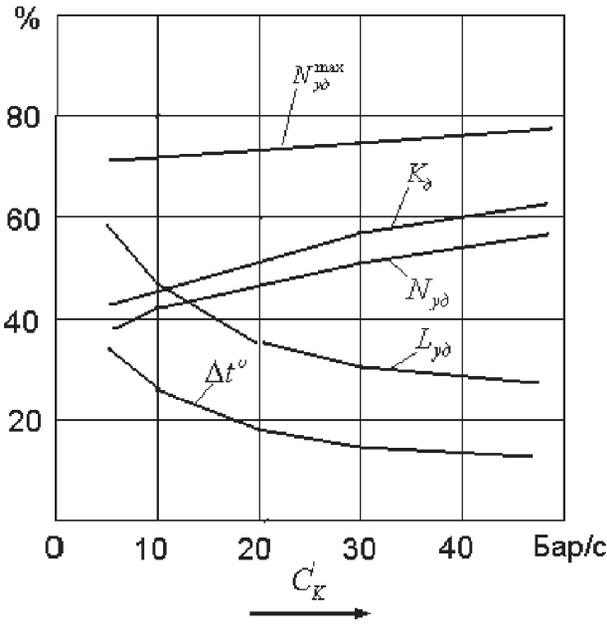


Рисунок 10 — Изменение оценочных показателей процесса переключения на высшую передачу под нагрузкой с компенсацией μ , в зависимости от темпа нарастания давления на этапе синхронизации

Из представленных графиков видно, что в случае компенсации текущей величины μ коэффициент динамичности K_d снижается по сравнению с переключением без компенсации μ почти в 2 раза, а мощность буксования N_{yd} — в среднем в 1,4 раза. Мощность N_{yd}^{max} в этом случае снижается незначительно.

В процессе переключения с компенсацией μ на данном этапе, по сравнению с переключением без компенсации μ , возрастают удельная работа буксования L_{yd} муфты и изменение температуры Δt^o нагрева ее фрикционных дисков. Однако при этом в зоне темпов C_k' от 10 Бар/с и более сохраняется достаточно большой запас величин оценочных показателей L_{yd} и Δt^o относительно их предельно-допустимых значений.

На рисунке 11 представлен процесс переключения на высшую передачу под нагрузкой без компенсации коэффициента трения μ , с начальным темпом изменения давления на этапе синхронизации $C_o' = 20$ Бар/с. Этап перекрытия передач на рисунке не показан ($t_{пер} = 0,29$ с), поскольку на этом этапе угловые скорости ведущих ω_d и ведомых $\omega_{ам} u_k$ дисков муфты высшей передачи не изменяются. Также не изменяется на данном этапе и упругий момент M_y на выходе узла переключения передач.

На следующем этапе, этапе синхронизации ($t_{син} = 0,18$ с) угловых скоростей ведущих и ведомых инерционных масс, снижается угловая скорость двигателя и соответственно угловая скорость ω_d ведущих дисков муфты высшей передачи. Одновременно на этом этапе возрастает угловая скорость $\omega_{ам} u_k$ ведомых дисков муфты, что приводит к синхронизации ведущих и ведомых инерционных масс трансмиссии.

На рисунке 12 показано изменение первой производной dj ускорения трактора в процессе переключения на высшую передачу под нагрузкой. В этом случае максимальная величина dj превышает принятую допустимую величину ($dj=40$ м/с³) в три раза.

На рисунке 13 представлен процесс переключения на высшую передачу под нагрузкой при тех же условиях, но с компенсацией текущего коэффициента трения μ .

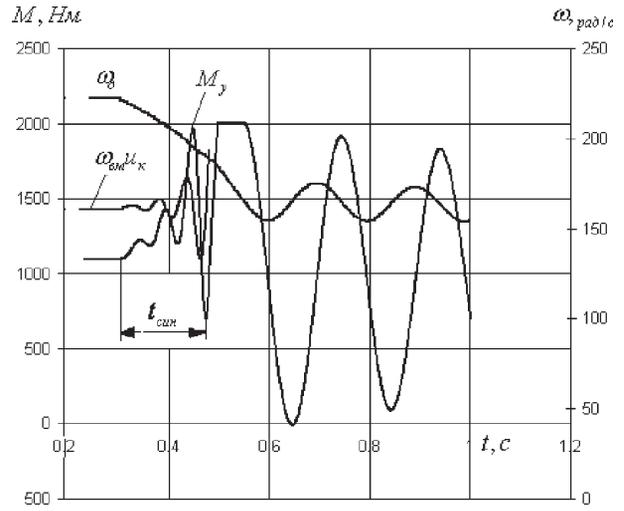


Рисунок 11 — Процесс переключения трансмиссии трактора на высшую передачу под нагрузкой без компенсации μ

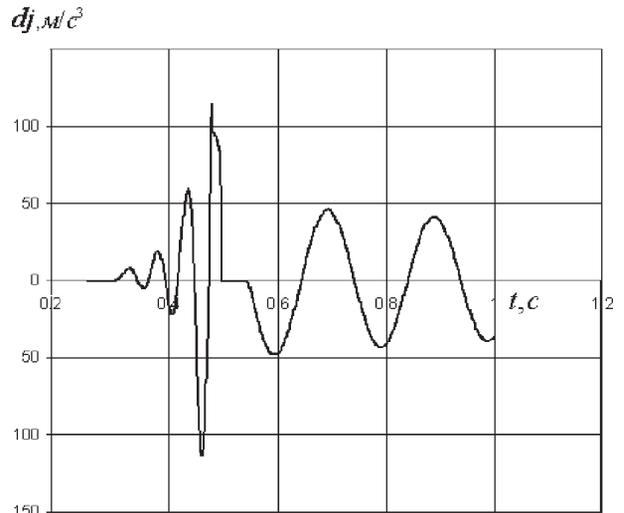


Рисунок 12 — Изменение производной dj ускорения трактора в процессе переключения на высшую передачу под нагрузкой без компенсации μ

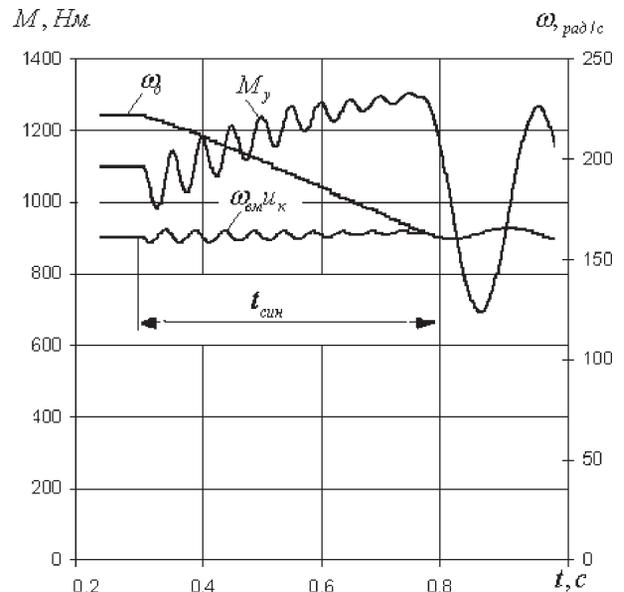


Рисунок 13 — Процесс переключения трактора на высшую передачу под нагрузкой, с компенсацией μ

Как видно из рисунка 13, в этом случае практически отсутствуют динамические нагрузки.

Время перекрытия передач $t_{пер}$ остается таким же, как и при переключении без компенсации μ , а время синхронизации $t_{син}$ угловых скоростей инерционных масс трансмиссии возрастает до 0,5 с, но оценочные показатели процесса переключения, связанные с работой буксования фрикционной муфты, не выходят за предельно-допустимые значения.

На рисунке 14 представлен график изменения первой производной dj ускорения трактора. Максимальная величина dj в данном случае меньше принятого предельно-допустимого значения в 2,5 раза.

Учитывая это, для снижения динамических нагрузок в трансмиссии мобильной машины и мощности буксования муфты высшей передачи при переключении на высшую передачу под нагрузкой на этапе синхронизации угловых скоростей инерционных масс целесообразно производить компенсацию текущего коэффициента трения μ фрикционной муфты высшей передачи.

Заключение

Проведен анализ работ по исследованию процесса переключения передач под нагрузкой механических трансмиссий, содержащих КП с фрикционными муфтами.

Получены аналитические зависимости законов управления давлением во включаемой и выключаемой фрикционных муфтах КП в процессе переключения передач под нагрузкой, обеспечивающие оптимальный интервал перекрытия передач.

Предложен метод снижения динамических нагрузок в трансмиссии в указанном процессе за счет компенсации текущего коэффициента трения фрикционных муфт.

Разработана программа компьютерного моделирования процесса переключения передач под нагрузкой механической трансмиссии, содержащей КП с фрикционными муфтами для переключения передач.

На основе проведенного исследования процесса переключения передач предложена методика определения оценочных показателей процесса переключения под нагрузкой во время движения мобильной машины.

Для этапов перекрытия передач и синхронизации угловых скоростей ведущих и ведомых инерционных масс трансмиссии получены законы управления процессом переключения передач под нагрузкой, обеспечивающие требуемое качество этого процесса в соответствии с принятыми оценочными показателями.

Предложенные технические решения позволяют снизить нагруженность трансмиссий мобильных машин в процессе переключения передач под нагрузкой и повысить ресурс их работы.

Список литературы

1. Die Konigsklasse im Test // Top agrar. — 1997. — № 11. — pp. 60—75.
2. Sechs Fabrricate im Doppeltest // Top agrar. — 1998. — № 12. — pp. 71—78.

Basalaev V.N., Kovalenko A.V.

Investigation of the gearshift process under load and optimization controlling the friction clutches of mechanical transmission

Obtained the analytical dependences to reduce the load on a mechanical transmission in gearshift process under load. Proposed optimal control laws for the friction clutches of mechanical transmission that provide the required quality of the process in accordance with established estimated figures.

Поступила в редакцию 27.05.2010

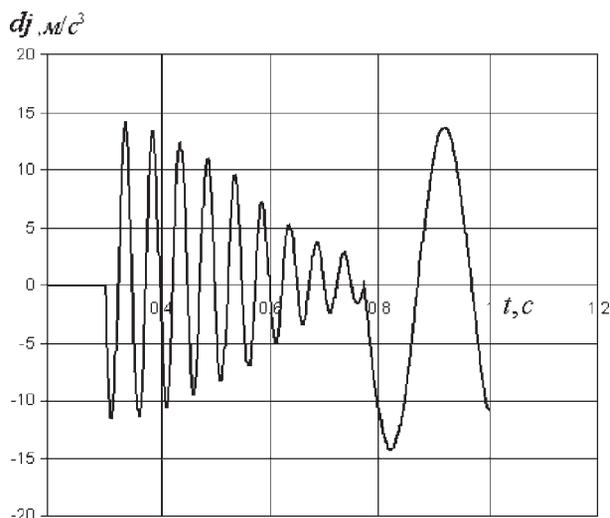


Рисунок 14 — Изменение производной dj ускорения трактора в процессе переключения на высшую передачу под нагрузкой с компенсацией μ

3. Ксендзов, Н.В. Исследование и выбор режимов переключения передач колесного трактора под нагрузкой: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Н.В. Ксендзов. — Минск, 1979. — 17 с.
4. Островерхов, Н.Л. Нагруженность трансмиссий колесных машин / Н.Л. Островерхов, В.Н. Ксендзов. — Минск: Наука и техника, 1983. — 85 с.
5. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский [и др.]. — М.: Машиностроение, 1976. — 277 с.
6. Franz Muller. New future — oriented tractor transmission ZF. International off-Highway / Franz Muller, Hubert Sailer // SAE Techn. Pap. Ser. — 1993. — 13 p.
7. Вознесенский, А.Н. Разработка электрогидравлической системы управления переключением передач / А.Н. Вознесенский, А.А. Тимофиевский // Приводная техника. — 2006. — № 1. — С. 15—20.
8. Курочкин, Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ф.Ф. Курочкин. — М., 2008. — 16 с.
9. Тарасик, В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В.П. Тарасик. — Минск: Наука и техника, 1973. — 320 с.
10. Басалаев, В.Н. Определение оценочных показателей процесса переключения передач механической трансмиссии при проведении исследовательских испытаний в дорожных условиях / В.Н. Басалаев // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 4 (9). — С. 47—49.
11. Кондрашкин, А.С. Выбор пары трения для фрикционов автоматической гидропередачи легковых автомобилей класса 1,5—2,0 литра / А.С. Кондрашкин, Г.М. Лаврухин // Конструкции автомобилей. — 1973. — № 5. — С. 12—16.
12. Устройство определения изменения коэффициента трения фрикционных муфт в процессе переключения передач механической трансмиссии: пат. 4243 Респ. Беларусь / В.Н. Басалаев, В.Б. Альгин, А.И. Шарангович; патентообладатель ОИМ НАН Беларуси; опублик. 28.02.2008 // Афішыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2008. — № 1.