

ВАРИАНТЫ ОРГАНИЗАЦИИ ДВУХПАРНЫХ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЙ ПЕРЕДАЧ НА ТРАКТОРАХ

VARIANTS OF TWO-COUPLE GEAR SHIFTING ORGANIZATION ON TRACTORS

Е.М. АЛЕНДЕЕВ¹, к.т.н.
В.А. КРЮЧКОВ², к.т.н.

¹ ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия
² ФГБНУ «ФНАЦ ВИМ», Москва, Россия,
evg9702@gmail.com; smash@list.ru

E.M. ALENDEEV¹, PhD in Engineering
V.A. KRYUCHKOV², PhD in Engineering

¹ Central research and development automobile and engine institute NAMI, Moscow, Russia
² All-Russian Research Institute of Agricultural Mechanization, Moscow, Russia, evg9702@gmail.com; smash@list.ru

В последние годы в тракторной технике наблюдается тенденция к увеличению транспортных и рабочих скоростей, что также сопровождается и увеличением числа передач в ступенчатых коробках передач. Так в трансмиссиях типа Powershift увеличение числа ступеней достигается введением в конструкцию коробки передач нескольких рабочих диапазонов. При этом включение каждого из диапазонов, как и каждой из передач, осуществляется отдельной фрикционной муфтой, что позволяет организовать переключения без разрыва потока мощности на всем диапазоне скоростей движения трактора. Однако такие решения приводят к появлению переключений передач, требующих одновременного управления давлениями в бустерах сразу четырех фрикционных муфт (двухпарные переключения) – двух муфт передач и двух муфт диапазонов. В статье рассмотрены вопросы организации процесса двухпарного переключения в коробках передач сельскохозяйственных тракторов. Для этого в программной среде Matlab Simulink была разработана математическая модель данного процесса. Моделирование проводилось при условии, что система управления коробкой передач и система управления двигателем имеют возможность обмена данными, которая позволяет в ходе переключения определять действующий момент сопротивления, а также управлять частотой вращения коленвала двигателя. Были смоделированы и сопоставлены по параметрам износа несколько вариантов организации двухпарных переключений, как с низшей передачи на высшую, так и с высшей на низшую. Результаты позволили заключить, что в ходе переключения за счет одновременного буксования высшей муфты передач и высшей муфты диапазонов можно добиться ускоренной синхронизации дисков включаемых фрикционных муфт, аналогичной тому, что и при переключениях с управлением двигателем.

Ключевые слова: трактор, коробка передач, система управления, переключение передач, управление двигателем, фрикционная муфта.

In recent years, we can see trend of increasing tractor transport and operating speeds, which is also accompanied by increasing of gears number in manual transmissions. Increasing of gears number in Powershift transmissions is achieved by using in gearbox construction a few operating ranges. Every range and every gear of such gearboxes are switched by separate friction clutch that gives opportunity to organize gear shifting without power interruption in all tractor speed range. However, such technical solutions lead to appearing gear shifting, requiring of pressure control in four friction clutches at once (two-couple gear shifting): two gear clutches and two range clutches. This article is dedicated to the questions of two-couple gear shifting process organization in agricultural tractor gearboxes. These questions had required to design mathematical model of this process in Matlab Simulink software. Modelling was implemented under conditions that transmission control system and engine control system had opportunity of data exchange between themselves, which allowed to define the load torque value, acting on engine, and to control engine speed. A few variants of two-couple gear shifting up and down organization were modelled and compared in parameters of clutch wear. The modelling results show that simultaneous high gear clutch and high range clutch slipping during gear shifting gives the same oncoming clutches accelerated synchronization as during gear shifting with engine control.

Keywords: tractor, gearbox, control system, gear shifting, engine control, friction clutch.

Введение

В настоящее время в мировом тракторостроении сохраняется практическая необходимость применения механических ступенчатых коробок передач (КП) с использованием двух и более мокрых гидropоджимных фрикционных муфт (ФМ). Как правило, в них переключения передач происходят без разрыва потока мощности за счет соответствующего управления давлениями в бустерах ФМ посредством пропорциональных электрогидравлических клапанов. К таким КП относятся широко применяемые за рубежом КП типа Powershift и упрощенные преселекторные. Причем, несмотря на тенденцию применения преселекторных КП на сельскохозяйственных тракторах, сектор рынка, занимаемый трансмиссиями типа Powershift, остается достаточно велик.

В таких трансмиссиях КП состоят из двух частей (рис. 1): основной (между первичным и промежуточным валами) и диапазонной (между промежуточным и вторичным валами). Помимо этого для того, чтобы включить какую-либо передачу, необходимо замкнуть сразу две муфты: ФМ основной части и ФМ

диапазонной. В связи с этим в таких трансмиссиях возможны переключения внутри одного диапазона или внутри одной передачи основной части КП (однопарные переключения) и переключения, в которых задействуются сразу четыре ФМ (двухпарные переключения). При этом двухпарное переключение передач представляет собой более сложный и недостаточно изученный процесс одновременно протекающих двух однопарных переключений.

Цель исследования

Цель исследования – сравнительный анализ различных вариантов организации двухпарных переключений передач и выбор наиболее рациональных из них.

Материалы и методы исследования

Для исследования особенностей процесса двухпарного переключения в программной среде Matlab Simulink была разработана его математическая модель для простейшего варианта КП типа Powershift (рис. 1). При этом построение модели осуществлялось с использованием интерфейсных блоков библиотеки

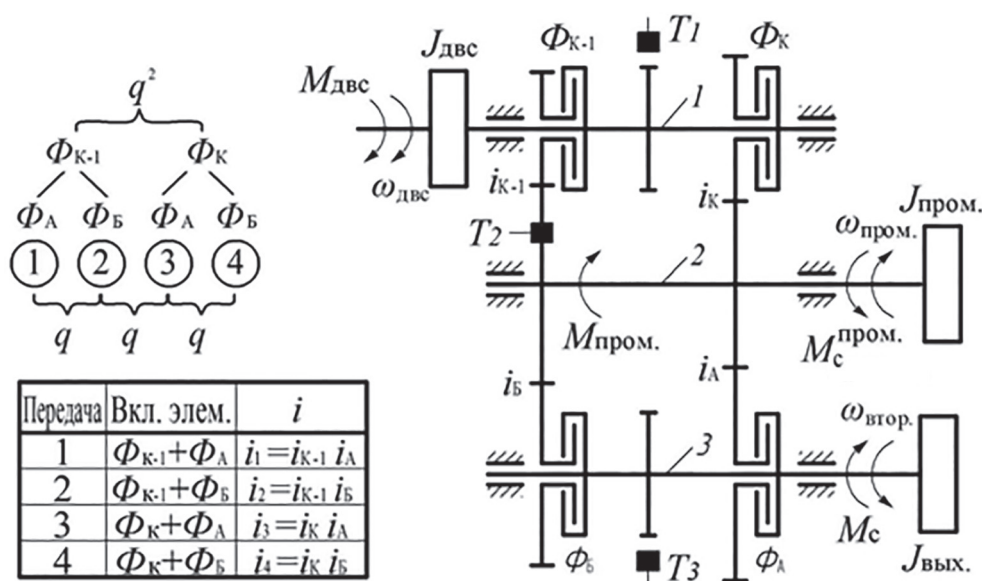


Рис. 1. Кинематическая схема простейшей КП, состоящей из основной и диапазонной частей:

1, 2, 3 – первичный, промежуточный и вторичный валы КП соответственно; $M_{двс}$ – момент от двигателя; $\omega_{двс}$ – угловая скорость коленчатого вала двигателя; $J_{перв.}$ – момент инерции первичного вала КП (включает момент инерции двигателя); $\Phi_{К-1}, \Phi_K, \Phi_A, \Phi_B$ – мокрые гидropоджимные ФМ; $i_{К-1}, i_K, i_A, i_B$ – передаточные числа включения соответствующих ФМ; q – коэффициент перекрытия между смежными передачами; $M_{с\ пром.}$ – момент, приведенный к промежуточному валу КП со стороны нагрузки; $M_{прм.}$ – момент, приведенный к промежуточному валу КП со стороны двигателя; $J_{пром.}$ – момент инерции промежуточного вала; M_c – момент сопротивления, приведенный к вторичному валу КП; $\omega_{пром.}, \omega_{втор.}$ – угловая скорость промежуточного и вторичного валов соответственно; $J_{вых.}$ – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к вторичному валу (включает момент инерции вторичного вала); T_1, T_2, T_3 – датчики оборотов первичного, промежуточного и вторичного валов КП соответственно

физического моделирования Simscape (рис. 2), что в значительной степени позволяет ускорить процесс разработки моделей. При моделировании было принято, что податливость валов КП пренебрежимо мала и поэтому в модели не учитывается. Учет влияния центробежного давления $P_{ц}$ на передаваемый муфтой момент осуществлен в соответствии с [1]:

$$P_{ц} = \frac{\pi\gamma\omega^2}{4gS_{п}}(R_{н}^4 - R_{вн}^4 - 2R_0^2(R_{н}^2 - R_{вн}^2)),$$

где γ – удельный вес масла, Н/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $S_{п}$ – площадь поршня, м²; $R_{н}$, $R_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры поршня соответственно, м; R_0 – внутренний радиус подвода жидкости в поршневую полость ФМ, м.

Передаваемый муфтой момент трения рассчитывался с помощью стандартного блока Disk Friction Clutch в соответствии с выражением:

$$M_{тр} = f_{тр} k S \frac{2}{3} \frac{r_{н}^3 - r_{вн}^3}{r_{н}^2 - r_{вн}^2} (P_{упр} - P_{ц} + P_{ц}),$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения скольжения дисков; k – число пар трения; S – площадь поверхности трения, м²; $r_{н}$, $r_{вн}$ – наружный и вну-

тренний радиусы дисков соответственно, м; $P_{упр}$ – давление в бустере ФМ, Па; $P_{ц}$ – давление отжатия пружин в ФМ, Па; $P_{ц}$ – центробежное давление со стороны масла на поршень ФМ, Па.

Поскольку коэффициент трения не обладает стабильностью и зависит от большого числа сложнопрогнозируемых факторов (температуры, степени изношенности, покоробленности фрикционных дисков, температуры масла и др.) [2–7], в данной математической модели была учтена только зависимость коэффициента трения $f_{тр} = f(\Delta\omega)$ от относительной скорости скольжения $\Delta\omega$ фрикционных дисков. В качестве входных были приняты данные для материала HS09 фирмы Hoerbiger, полученные по результатам экспериментальных исследований, представленных в работе В.М. Шарипова, М.И. Дмитриева, К.И. Городецкого [2].

В общем, если в ходе однопарных переключений передач возможны три варианта взаимных состояний фрикционных муфт (выключаемая ФМ замкнута, включаемая буксует; обе ФМ буксуют; включаемая ФМ замкнута, выключаемая буксует), то в ходе двухпарных таких взаимных состояний будет уже девять. Ниже, для примера, приведена система уравне-

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

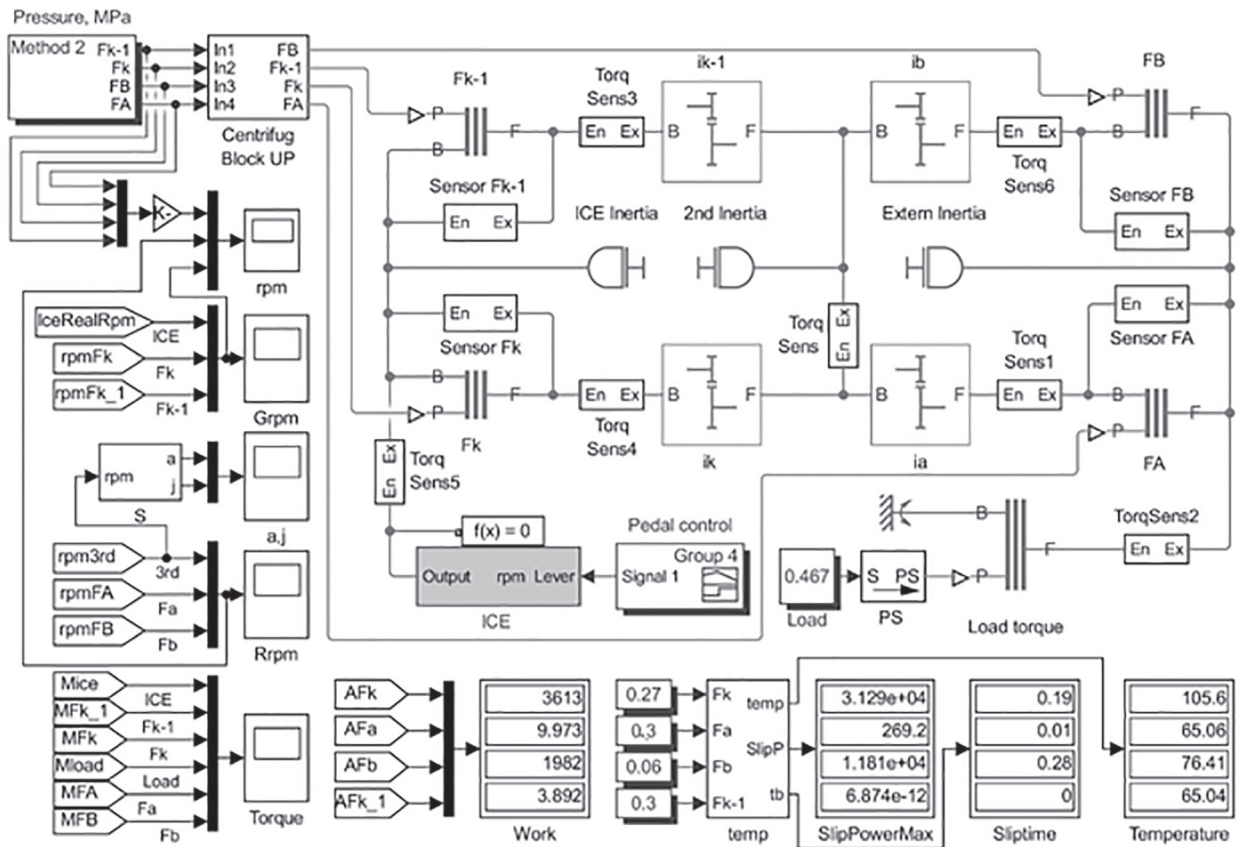


Рис. 2. Имитационная модель двухпарных переключений передач

ний моментов для этапа переключения передач, когда одновременно буксуют все четыре ФМ. Несмотря на то что данный этап в ходе переключения передач на реальной машине весьма маловероятен, теоретически он возможен.

$$\begin{cases} M_{\text{двс}} - M_{K-1} \text{sign}(\Delta\omega_{K-1}) - M_K \text{sign}(\Delta\omega_K) = \\ = J_{\text{перв.}} \frac{d\omega_{\text{двс.}}}{dt}; \\ M_{\text{пром.}} - M_{\text{пром.}}^c = J_{\text{пром.}} \frac{d\omega_{\text{пром.}}}{dt}; \\ M_A \text{sign}(\Delta\omega_A) + M_B \text{sign}(\Delta\omega_B) - M_C = \\ = J_{\text{вых.}} \frac{d\omega_{\text{втор.}}}{dt}; \end{cases}$$

$$M_{\text{пром.}} = M_{K-1} i_{K-1} \text{sign}(\Delta\omega_{K-1}) + M_K i_K \text{sign}(\Delta\omega_K);$$

$$M_{\text{пром.}}^c = \frac{M_A}{i_A} \text{sign}(\Delta\omega_A) + \frac{M_B}{i_B} \text{sign}(\Delta\omega_B).$$

В соответствии с вышеизложенным, такая КП (рис. 1) в ходе двухпарного переключения между передачами 2 и 3 ($i_2 < i < i_3$) может находиться в трех условных промежуточных состояниях: когда передаточное число основной части КП соответствует включаемому, передаточное число диапазонной – нет; когда передаточное число диапазонной части КП соответствует включаемому, передаточное число основной – нет; когда передаточные числа обеих частей КП не соответствуют включаемым.

На сегодняшний день подавляющее большинство современных дизельных двигателей оснащаются электронными системами управления. На основе информации с датчиков двигателя такая система управления косвенно определяет действующую на него нагрузку и передает ее значение системе управления КП, что позволяет в ходе переключения рассчитать ориентировочные значения требуемых начальных давлений в бустерах управляемых ФМ. Также наличие возможности обмена данными между системами управления КП и двигателем позволяет управлять частотой вращения коленчатого вала двигателя в ходе переключения с целью ускорения синхронизации дисков ФМ.

При таких условиях представляется возможным организовывать этап изменения скорости МТА в ходе однопарного переключения передач под нагрузкой только за счет буксования одной ФМ: включаемой, путем постепенного повышения давления в ее бустере, – для переключений с низшей передачи на высшую

(вверх); выключаемой, путем постепенного снижения давления в ее бустере, – для переключений с высшей передачи на низшую (вниз) [8]. При этом на основе данных с датчиков оборотов система управления КП способна определять момент, когда происходит синхронизация дисков управляемой ФМ. Таким образом, для переключений вверх управление давлением целесообразно выстраивать так, чтобы при отсутствии скольжения дисков включаемой ФМ давление в ее бустере увеличивалось до максимального; для переключений вниз – давление в бустере выключаемой ФМ сбрасывалось до нуля с одновременным увеличением давления в бустере включаемой ФМ до максимального. В связи с этим аналогичный подход целесообразно использовать и при управлении двухпарными переключениями, только буксовать в этом случае будут уже две ФМ: одна ФМ передач и одна ФМ диапазонов.

Моделирование двухпарных переключений проводилось исходя из того, что система управления КП имеет связь с системой управления двигателем. Основные параметры, введенные в модель, представлены в таблице 1. Для имитации работы двигателя была заложена характеристика с полкой постоянной мощности 230 кВт, номинальным крутящим моментом 1000 Н·м и коэффициентом запаса по моменту 1,5.

Основными параметрами, определяющими процесс переключения передач, являются износ ФМ и плавность переключения. На износ ФМ, наряду с работой буксования A_6 и временем буксования t_6 , значительное влияние оказывают характер изменения мощности буксования, о котором можно судить по ее максимальному значению $N_{6 \text{ max}}$, и максимальная температура ϑ_{max} на поверхностях трения [4–7]. Значения данных параметров, полученные при моделировании, фиксировались в таблице 2.

Определение ϑ_{max} осуществлялось в соответствии с методикой, приведенной в работе В.М. Шарипова и др. [7]:

$$\vartheta_{\text{max}} = \vartheta_v + \vartheta^* + \vartheta_B,$$

где ϑ_v – объемная температура насыщения ведущих дисков, °С; ϑ^* – средняя температура поверхности трения, °С; ϑ_B – температура вспышки на микроконтакте, °С.

Оценку плавности переключения целесообразно проводить по ускорению МТА $|a| \leq 1,5 \text{ м/с}^2$ и его первой производной, размах которой не должен превышать $3,4g \text{ с}^{-1}$ [8, 9]. Если для гусе-

Таблица 1

Значения параметров, принятые при моделировании

Параметр	Значение	Параметр	Значение
$J_{\text{перв.}}$, кг·м ²	4	$J_{\text{пром.}}$, кг·м ²	0,6
$J_{\text{вых.}}$, кг·м ²	15	M_c , Н·м	1000
$P_{\text{п(К-1)}}, P_{\text{п(К)}}, \text{МПа}$ $P_{\text{п(А)}}, P_{\text{п(Б)}}, \text{МПа}$	0,12 0,2	$k_{\text{К-1}}, k_{\text{К}}$ $k_{\text{А}}, k_{\text{Б}}$	10 14
$S_{\text{К-1}}, S_{\text{К}}, \text{мм}^2$ $S_{\text{А}}, S_{\text{Б}}, \text{мм}^2$	9500 22500	$r_{\text{н(К-1)}}, r_{\text{н(К)}}, \text{мм}$ $r_{\text{вн(К-1)}}, r_{\text{вн(К)}}, \text{мм}$ $r_{\text{н(А)}}, r_{\text{н(Б)}}, \text{мм}$ $r_{\text{вн(А)}}, r_{\text{вн(Б)}}, \text{мм}$	89 70 118 82
$R_{0(К-1)}, R_{0(К)}, \text{м}$ $R_{\text{н(К-1)}}, R_{\text{н(К)}}, \text{м}$ $R_{\text{вн(К-1)}}, R_{\text{вн(К)}}, \text{м}$ $R_{0(А)}, R_{0(Б)}, \text{м}$ $R_{\text{н(А)}}, R_{\text{н(Б)}}, \text{м}$ $R_{\text{вн(А)}}, R_{\text{вн(Б)}}, \text{м}$	0,032 0,088 0,042 0,035 0,11 0,05	$i_{\text{К-1}}$ $i_{\text{К}}$ $i_{\text{А}}$ $i_{\text{Б}}$	1,128 0,886 2,267 1,969

Таблица 2

Результаты моделирования двухпарных переключений передач

№	Переключение	Направление	ФМ	t_0 , с	A_0 , Дж	$N_{0\text{max}}$, Вт	ϑ_{max} , °С
1	Последовательное без управления двигателем	2–3	$\Phi_{\text{К}}$	0,95	20430	28620	292,6
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,43	1249	3871	72,1
		3–2	$\Phi_{\text{К}}$	0,72	3035	5419	99,1
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,41	5757	17830	100,3
2	Последовательное с управлением двигателем	2–3	$\Phi_{\text{К}}$	0,18	3592	31290	105,7
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,28	1948	12670	76,2
		3–2	$\Phi_{\text{К}}$	0,18	1363	12203	80,4
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,13	1749	19260	75,6
3	Через передачу с управлением двигателем	2–3	$\Phi_{\text{К}}$	0,18	3592	31290	105,7
			$\Phi_{\text{Б}}$	–	–	–	–
		3–2	$\Phi_{\text{К}}$	–	–	–	–
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,13	1749	19260	75,6
4	С одновременным буксованием ФМ передач и диапазонов	2–3	$\Phi_{\text{К}}$	0,22	5514	34540	127,1
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,08	710	14140	69,9
		3–2	$\Phi_{\text{К}}$	0,27	1764	8952	84,9
			$\Phi_{\text{Б}}$	0,06	904	18290	70,5

ничного трактора принять отношение передаточного числа заднего моста к радиусу звездочки $i_{\text{зм}}/r_{\text{зв}} = 36,5 \text{ м}^{-1}$, тогда предельные значения критериев плавности могут быть выражены через угловое ускорение вторичного вала КП и размах его первой производной, которые соответственно будут равны 55 рад/с^2 и 1220 рад/с^3 . На основе указанных значений выбирались интенсивности изменения давлений в бустерах ФМ.

Следует отметить, что работу системы управления КП можно выстроить так, чтобы исключить двухпарные переключения между 2-й и 3-й передачами, как таковые (рис. 1). Для этого необходимо провести два однопарных переключения в следующей последовательности: для переключений вверх – 2–4–3 или 2–1–3; для переключений вниз – 3–4–2 или 3–1–2. Такой алгоритм управления позволит относи-

тельно просто обеспечить раздельную работу двух ФМ. Однако это может привести к повышенному износу ФМ основной части КП из-за их длительного буксования (табл. 2, пункт 1), а также вызвать некоторый дискомфорт у водителя из-за последовательного увеличения и уменьшения скорости МТА.

Указанный недостаток возможно устранить за счет задействования управления двигателем (табл. 2, пункт 2). В частности, процесс переключения вверх может быть реализован следующим образом (рис. 3, а): сначала осуществляется однопарное переключение со 2-й передачи на 4-ю с одновременной подачей команды на резкое понижение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1} / q^2$ (где $n_{двс1}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя до начала переключения передач), и повышением давления во включаемой ФМ с интенсивностью, удовлетворяющей параметрам плавности; затем, после синхронизации дисков Φ_K , – переключение вниз с 4-й передачи на 3-ю при буксующей Φ_B с одновре-

менной подачей команды на резкое увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1}$, в ходе которого происходит синхронизация дисков Φ_A . При этом при переключении 4–3 для обеспечения ускорения МТА момент, реализуемый выключаемой ФМ диапазонов, должен быть больше момента сопротивления, приведенного к ее валу.

Переключение передач с 3-й на 2-ю можно организовать по аналогии с описанным переключением вверх; для этого сначала необходимо осуществить переключение с 3-ей передачи на 4-ю с одновременной подачей команды на резкое уменьшение частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины, близкой к $n_{двс1} / q^2$, в ходе которого происходит синхронизация дисков Φ_B ; затем осуществить переключение с 4-й передачи на 2-ю с одновременным резким увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя до величины $n_{двс1}$ (рис. 3, б). При этом при переключении 3–4 для обеспечения замедления МТА момент вы-

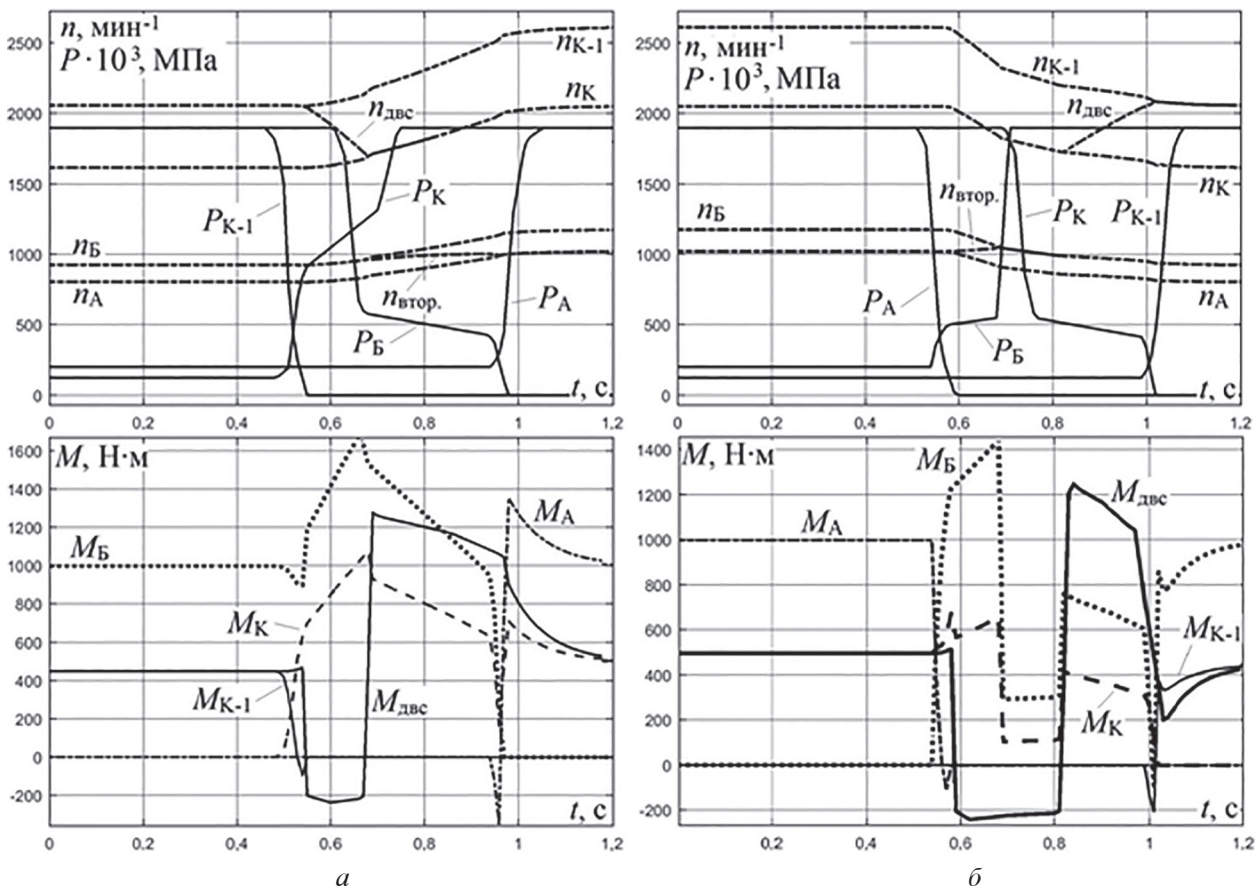


Рис. 3. Двухпарное переключение передач с управлением двигателем:

а – вверх, б – вниз; n_{K-1} , n_K , n_A , n_B – частоты вращения ведомых дисков муфт Φ_{K-1} , Φ_K и ведущих дисков муфт Φ_A , Φ_B соответственно; $n_{двс}$, $n_{втор.}$ – частоты вращения первичного и вторичного валов КП соответственно; P_{K-1} , P_K , P_A , P_B – давления в бустерах муфт Φ_{K-1} , Φ_K , Φ_A , Φ_B соответственно

ключаемой ФМ передач должен быть меньше приведенного к первичному валу момента сопротивления.

Описанный выше способ в сочетании с использованием двигателя с полкой постоянной мощности, характеризующегося постоянным расходом топлива на коррекционной ветви, может быть упрощен. То есть получение требуемой скорости МТА может быть достигнуто осуществлением только первой стадии переключения (первого однопарного переключения) с последующим изменением частоты вращения коленвала двигателя до величины, соответствующей требуемой скорости МТА (табл. 2, пункт 3).

В целом при переключении со 2-й передачи на 4-ю наступает момент, когда происходит синхронизация дисков Φ_A , т.е. включается 3-я передача. Теоретически, если поймать этот момент времени, можно организовать переключение при минимальном буксовании ФМ диапазонов. Однако на практике это трудно реализуемо. Аналогичный вывод можно сделать и о переключении вниз.

Одновременное буксование высшей ФМ передач и высшей ФМ диапазонов в ходе двухпарного переключения позволяет ускорить синхронизацию дисков включаемых ФМ (табл. 2, пункт 4). При этом на характер изменения скорости МТА будет влиять момент, обеспечиваемый выключаемой буксующей ФМ, что даст возможность достаточно быстро провести синхронизацию дисков буксующей выключаемой ФМ.

Однако необходимо учитывать, что как на переключениях вверх, так и на переключениях вниз, необходимо сначала добиться синхронизации дисков выключаемой ФМ диапазонов и только после этого синхронизировать выключаемую ФМ передач. Такая последовательность замыкания ФМ позволит в ходе переключения сохранить ускоренное движение МТА на переключениях вверх и замедление на переключениях вниз, как до так и после замыкания ФМ диапазонов. При этом в ходе переключения на этапе изменения скорости МТА также должны выполняться условия: $M_B > M_C$ – на переключениях вверх (рис. 4, а), $M_K < M_C/i_3$ – на переключениях вниз (рис. 4, б).

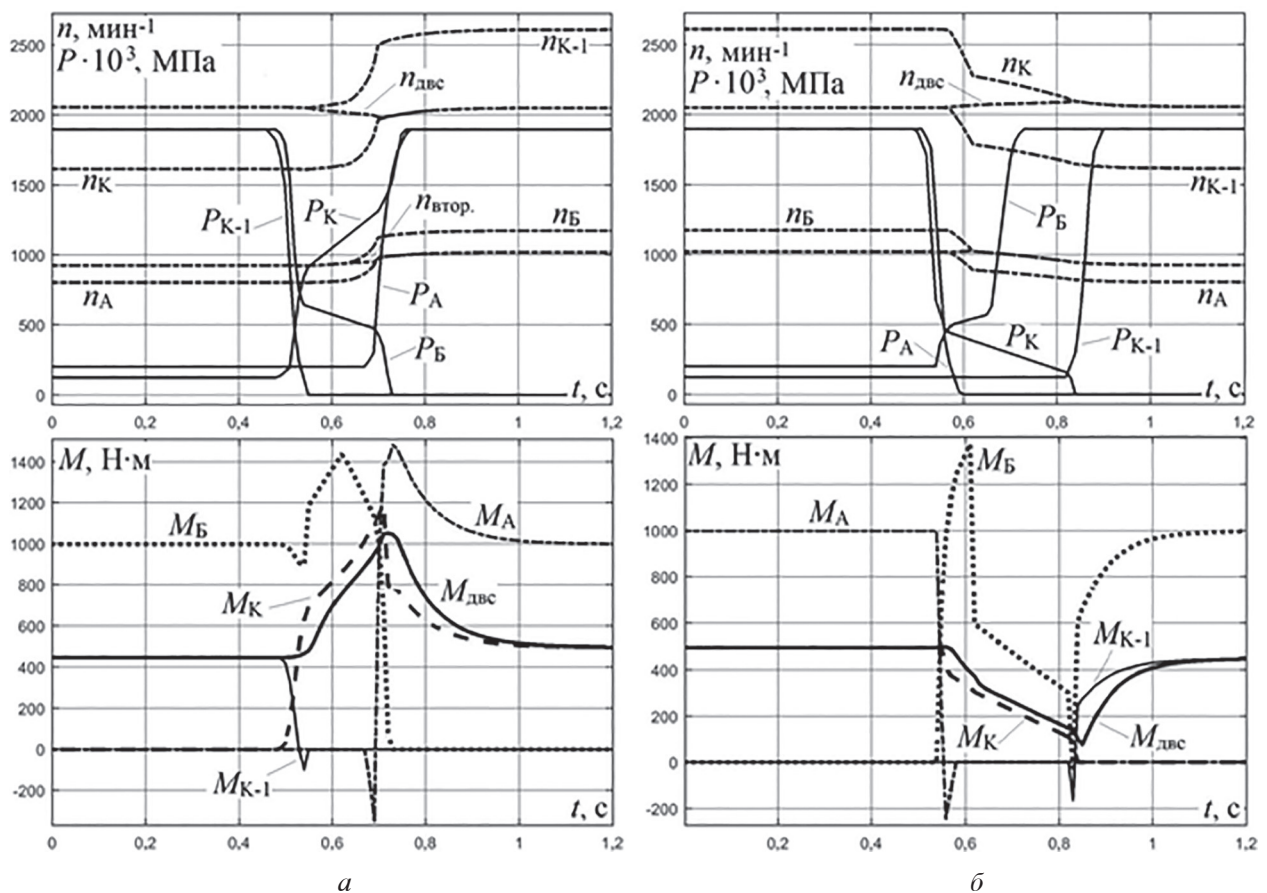


Рис. 4. Двухпарное переключение передач с одновременным буксованием ФМ передач и ФМ диапазонов: а – вверх, б – вниз

Результаты моделирования показали (табл. 2), что наиболее оптимальным является способ переключения через передачу с управлением двигателем с полкой постоянной мощности. Также из полученных данных видно, что управление переключением за счет одновременного буксования ФМ передач и ФМ диапазонов характеризуется аналогичными значениями параметров, определяющих износ ФМ, что и при последовательном переключении с управлением двигателем.

При движении трактора с прицепом или без нагрузки двухпарные переключения целесообразно полностью исключить, переключаясь либо через передачу, либо с разрывом потока мощности, поскольку значения инерционных сил будут достаточны, чтобы МТА какое-то время двигался без значительного замедления.

Выводы

1. Однопарные переключения трактора с орудием через передачу без управления двигателем являются неблагоприятными, поскольку могут сопровождаться повышенным износом ФМ, особенно интенсивным на переключениях вверх.

2. Одновременное буксование высшей ФМ передач и высшей ФМ диапазонов в ходе двухпарного переключения позволяет ускорить синхронизацию дисков включаемых ФМ.

3. Для адаптивного управления двухпарным переключением, осуществляемого за счет одновременного буксования двух ФМ, необходимо наличие датчиков оборотов на всех трех валах КП, а также наличие возможности обмена данными между системами управления КП и двигателем. При этом адаптивное управление, наряду с повышением точности методов определения момента сопротивления, передаваемых муфтами моментов, относительных скоростей скольжения дисков ФМ, также требует повышения степени соответствия между реальными значениями давлений в бустерах ФМ и расчетными, подаваемыми в виде электрических сигналов на их пропорциональные клапаны.

4. При организации переключений передач с управлением двигателем необходимо учитывать, что при подаче команды на резкое понижение частоты вращения коленвала двигателя его замедление не происходит мгновенно. Скорость данного процесса при неизменных моменте силы и моменте инерции, приведенных к двигателю со стороны нагрузки, ограничена и определяется тормозным моментом и моментом инерции двигателя.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Городецкий К.И. О коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов при переключении передач без разрыва потока мощности // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана: электрон. журн. 2016. № 8. С. 21–30. DOI: 10.7463/0816.0842932.
3. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. и др. К вопросу о буксовании фрикционных сцеплений при переключении передач без разрыва потока мощности в коробках передач автомобилей и тракторов // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 5. С. 5–9.
4. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 с.
5. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // SAE Technical Paper 2013-01-2894. 2013. DOI: 10.4271/2013-01-2894.
6. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of slippage parameters of friction clutches in gearboxes with fixed axles // Lecture Notes in Electrical Engineering. 2013. Vol. 193. № 5. Pp. 65–77. DOI: 10.1007/978-3-642-33744-4_7.
7. Шарипов В.М., Шарипова Н.Н., Шевелев А.С., Ю.С. Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
8. Аландеев Е.М. Методы управления переключением передач без разрыва потока мощности на тракторах: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 143 с.
9. Курочкин Ф.Ф. Метод выбора рациональных характеристик процесса переключения в автоматической коробке передач автомобиля: дис. ... канд. техн. наук. М., 2008. 149 с.

References

1. Sharipov V. M. Konstruirovaniie i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009, 752 p.
2. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Gorodetskiy K.I. On a friction coefficient in contacting friction

- pairs of friction clutches in car and tractor gearbox in gear shifting without power flow interruption. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman*, 2016. No 8, pp. 21–30 (in Russian). DOI: 10.7463/0816.0842932.
3. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Zenin A.S and others. On the slipping of friction clutches during gear shifting without interruption of power flow in gearboxes of cars and tractors. *Traktory i selkhoz-mashiny*, 2015. No. 5, pp. 5–9 (in Russ.).
 4. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Kryuchkov V.A. Nagruzhennost' friktsionnykh muft i sinkhronizatorov v korobke peredach. *Metody rascheta parametrov buksovaniya friktsionnykh muft i vyravnivayushchego elementa sinkhronizatorov pri pereklyuchenii peredach* [Loading of frictional clutches and synchronizers in gearbox. Calculation methods of slippage parameters for frictional clutch and synchronizer smoothing element while gear shifting]. Saarbrücken, LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 122 p. (in Russ.).
 5. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes // *SAE Technical Paper 2013-01-2894*. 2013. DOI: 10.4271/2013-01-2894.
 6. Dmitriev M., Sharipov V. Definition of slippage parameters of friction clutches in gearboxes with fixed axles // *Lecture Notes in Electrical Engineering*. 2013. Vol. 193. № 5, pp. 65–77. DOI: 10.1007/978-3-642-33744-4_7
 7. Sharipov V.M., Sharipova N.N., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. *Teoriya i proektirovanie friktsionnykh scepennykh kolyosnykh i gusenichnykh mashin* [Theory and design of track and wheel vehicles friction clutches]. Under the editorship of V. M. Sharipov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2010, 170 p.
 8. Alendeev E.M. *Metody upravleniya pereklyucheniem peredach bez razryva potoka moshchnosti na traktorah* [Methods of gear shifting without power interruption control on tractors] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2015, 143 p.
 9. Kurochkin F.F. *Metod vybora racionalnykh harakteristik processa pereklyucheniya v avtomaticheskoy korobke peredach avtomobilya* [Method of gear shifting process rational characteristics choosing in automatic automobile transmission] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2008, 149 p.