

УДК 629.3

*В. П. Тарасик, Ю. С. Романович*

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

UDC 629.3

*V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich*

## STUDY OF GEAR SHIFT PROCESS IN QUARRY DUMP TRUCKS WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

### **Аннотация**

Приведены результаты исследований процессов функционирования фрикционов гидромеханической передачи при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Выполнен анализ баланса энергии в базовой коробке передач и дополнительной коробке в процессе буксования фрикционов. Приведены рекомендации к выбору параметров управления переключением передач.

### **Ключевые слова:**

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, базовая коробка передач, дополнительная коробка, фрикцион, время регулирования, время перекрытия передач, баланс энергии.

### **Abstract**

The paper presents results of the study of the operation of friction clutches in the hydromechanical transmission during gear shifting. Diagrams of the dependencies of accepted criteria assessing the quality of transient processes from the parameters of friction clutches control have been obtained. The analysis of the energy balance in the basic gearbox and the additional gearbox in the process of clutch slip has been performed. The recommendations for the choice of parameters of gearshift control are given.

### **Key words:**

hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, basic gearbox, additional gearbox, friction clutch, control time, gears overlap time, energy balance.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30, 45 и 60 т применяется семейство унифицированных гидромеханических передач, различающихся между собой энергоемкостью гидротрансформатора и количеством ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах применяется шестиступенчатая коробка передач, а на машинах меньшей грузоподъемности – пятиступенчатая.

Для этих самосвалов кафедрой «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана мехатронная сис-

тема автоматического управления (МСАУ), обеспечивающая автоматическое переключение передач и диагностирование технического состояния всех её основных механизмов. Структура МСАУ, конструктивное исполнение и принцип действия приведены в [1–3]. При создании МСАУ значительное внимание уделялось обеспечению процесса качественного переключения передач и надежности функционирования фрикционов, посредством которых осуществляется переключение.

На рис. 1 показана кинематическая

схема шестиступенчатой коробки передач, приведена таблица включаемых фрикционов и значений передаточных

чисел. На схеме отображены числа зубьев шестерен.

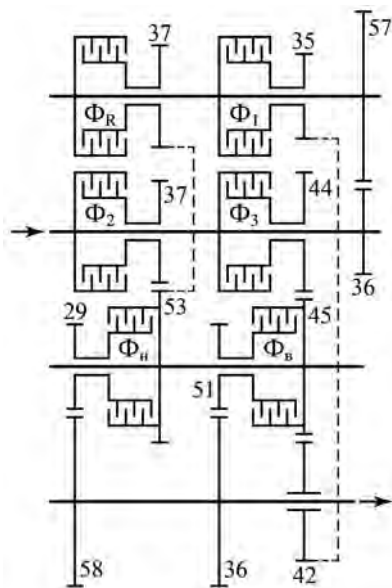


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач

Коробка передач (КП) выполнена по схеме с тремя степенями свободы, следовательно, для включения любой ступени необходимо замкнуть два фрикциона. Её структуру можно условно представить состоящей из двух частей – базовой коробки передач (БКП) и дополнительной коробки (ДК), выполняющей функции демультипликатора. В состав БКП входят фрикционы  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$  и  $\Phi_R$ , включающие соответственно первую, вторую, третью передачи и передачу реверса, а ДК удваивает количество ступеней на выходном валу коробки передач посредством фрикционов понижающего  $\Phi_H$  и повышающего  $\Phi_B$  диапазонов. При смене диапазонов необходимо включить два новых фрикциона и выключить два фрикциона предыдущей передачи. Такие переключения выполняются при переходе с 3-й на 4-ю ступень ( $3 \rightarrow 4$ ) и с 4-й на 3-ю ( $4 \rightarrow 3$ ). Формирование характеристик управления в этом случае

Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1 \Phi_H$	4,071429
II	$\Phi_2 \Phi_H$	2,864865
III	$\Phi_3 \Phi_H$	2,045455
IV	$\Phi_1 \Phi_B$	1,436975
V	$\Phi_2 \Phi_B$	1,011129
VI	$\Phi_3 \Phi_B$	0,721925
R	$\Phi_R \Phi_H$	-4,536036

затруднительно, т. к. необходимо согласовать работу четырех одновременно управляемых фрикционов.

Опыт создания МСАУ показывает, что высокие показатели качества переходных процессов в трансмиссии и надежность функционирования фрикционов достигаются путем согласованного управления фрикционами коробки передач и двигателем при переключении передач [4, 5].

Основными параметрами характеристики включаемого фрикциона являются: начальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре  $p_{\phi 0}$ ; скорость нарастания давления  $k_p = dp_{\phi}/dt$ ; время перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами  $t_{п.п}$  (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач). Графики характеристик управления фрикционами с отображением указанных параметров приведены в [5, 7].

Управление режимами работы двигателя в интервале времени переключения передачи может осуществляться двумя способами: изменением настройки регулятора скоростного режима или снижением вращающего момента двигателя (снижением подачи топлива).

Исследование влияния характеристик управления фрикционами и двигателем на показатели качества переходных процессов при переключении передач осуществлялось на основе математического моделирования. Использовалась математическая модель, приведенная в [4].

На основании проведенных исследований по управлению фрикционами планетарной коробки передач [5, 7] установлено, что наибольшее влияние на показатели качества переходных процессов оказывают время перекрытия передач  $t_{п.п}$  и управление двигателем. Снижение настройки скоростного режима двигателя осуществлялось путем имитации уменьшения угла поворота педали акселератора  $\Delta\gamma_a$  на интервале времени переключения. Снижение вращающего момента двигателя  $\Delta M_d$  обеспечивалось изменением параметров его внешней скоростной характеристики.

В качестве критериев оценки процессов управления переключением передач использовались следующие параметры: удельная работа  $W_{уд}$  и удельная мощность  $P_{уд}$  буксования фрикциона; время буксования  $t_b$ ; максимальное приращение температуры поверхностного слоя фрикционных дисков  $\Delta T_{п}$ ; приращение объемной температуры после завершения процесса включения фрикциона  $\Delta T_{об}$ ; максимальные значения вращающих моментов на карданном валу  $M_k$  и на валу турбины  $M_T$  и их коэффициенты динамичности  $k_{д,к}$  и  $k_{д,т}$ ; изменение момента двигателя

$\Delta M_d$ , частоты вращения вала двигателя  $\Delta n_d$  и турбины гидротрансформатора  $\Delta n_T$ ; максимальное ускорение автомобиля в переходном процессе  $a_{max}$ ; максимальное значение производной ускорения по времени (джерк)  $j_{max}$ .

Имитировалось движение самосвала в условиях карьера «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Параметры характеристик этого карьера приведены в [6].

На рис. 2, а–з приведены графики, отображающие результаты моделирования процесса переключения передач 3 → 4. Они соответствуют параметрам управления  $t_{п.п} = 0$  и  $\Delta\gamma_a = 20\%$ .

Характеристики управления давлением в гидроцилиндрах включаемых  $P_{ф1}$ ,  $P_{фв}$  и выключаемых фрикционов  $P_{ф3}$ ,  $P_{фн}$ , а также в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора  $P_{бл}$  представлены на рис. 2, а. В момент подачи сигнала МСАУ на переключение передачи давления  $P_{ф3}$ ,  $P_{фн}$  снижаются примерно в два раза. После заполнения гидроцилиндров включаемых фрикционов  $\Phi_1$  и  $\Phi_v$  формируются характеристики давлений  $P_{ф1}$  и  $P_{фв}$ , а гидроцилиндры фрикционов  $\Phi_3$  и  $\Phi_n$  соединяются со сливом. Одновременно выключается фрикцион блокировки ГДТ. Время регулирования давлений  $P_{ф1}$  и  $P_{фв}$  принималось  $t_p = 0,9$  с. Если тот или иной фрикцион замыкается за более короткий интервал времени, чем принятое  $t_p$ , то давление сразу же поднимается до номинальной величины, что предотвращает его последующую разблокировку и буксование при возможном увеличении передаваемой нагрузки в переходном процессе.

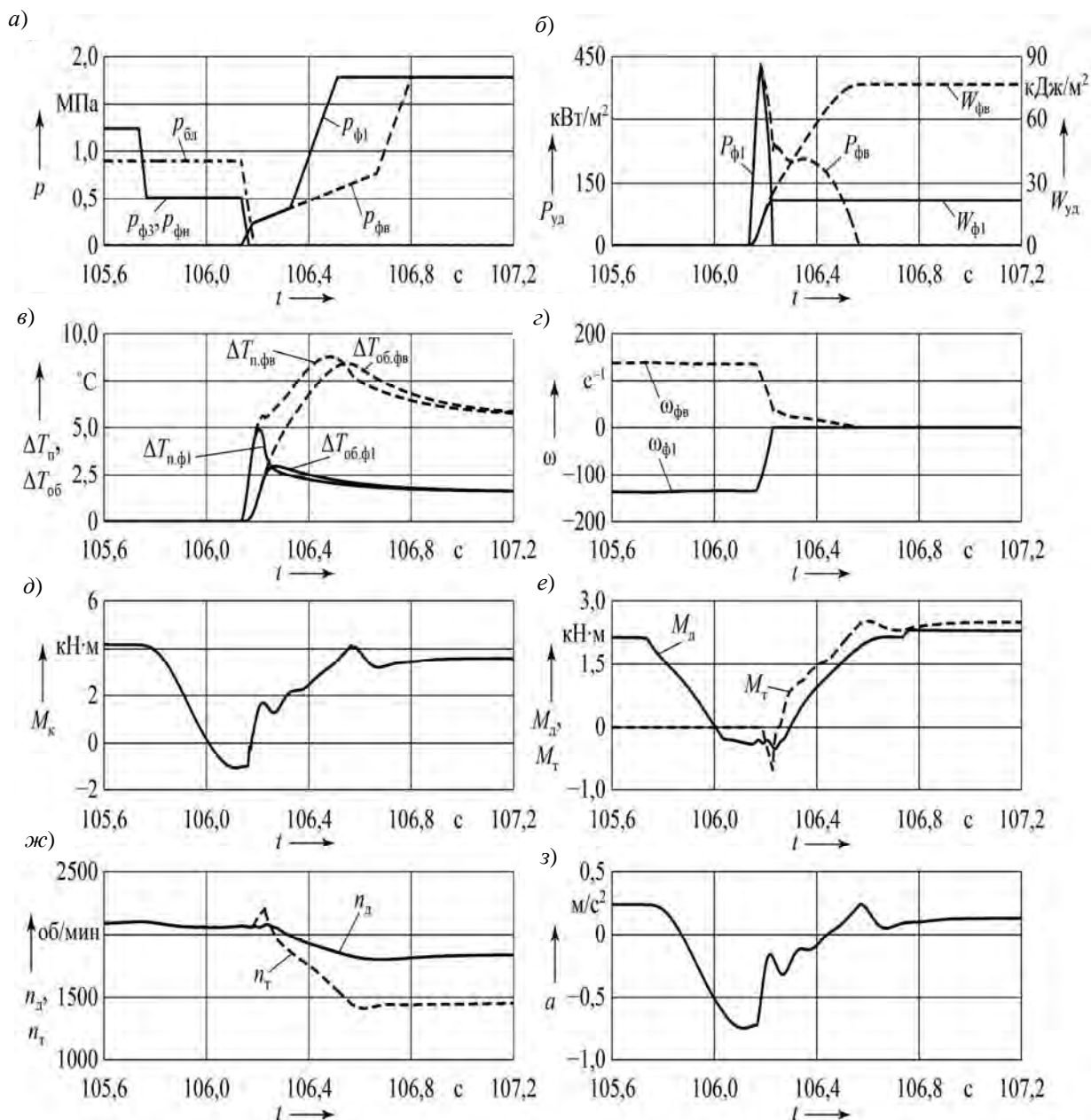


Рис. 2. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4

Согласно рис. 2, б, время буксования фрикциона  $\Phi_1$  составляет лишь 0,0913 с, а буксование фрикциона  $\Phi_{\text{в}}$  продолжается до 0,429 с, т. е. в 4,7 раза дольше, что приводит к более высокому нагреву фрикционных дисков (рис. 2, в). Отметим, что все фрикционы исследуемой КП абсолютно одинаковы по всем параметрам. Но запас момента трения

фрикциона  $\Phi_1$  в 1,29 раза выше, чем у фрикциона  $\Phi_{\text{в}}$ , из-за различного расположения их в кинематической схеме (см. рис. 1). Для выяснения, является ли это причиной различий их времени буксования, выполнялась имитация включения фрикциона  $\Phi_{\text{в}}$  с соответствующим повышением уровня давления в его гидроцилиндре. Время буксования его в

этом случае оказалось равным 0,430 с, а фрикциона  $\Phi_1 - 0,099$  с. Следовательно, есть другая причина данного явления. Она будет рассмотрена далее при анализе баланса энергии, передаваемой механизмами КП на интервале времени одновременного буксования обоих фрикционов.

Вместе с тем, следует отметить, что процессы буксования обоих фрикционов не конфликтны и относительные скорости скольжения их фрикционных дисков согласованно снижаются (рис. 2, з).

На рис. 2, д показан график изменения момента на карданном валу  $M_K$ , а на рис. 2, е – моментов двигателя  $M_D$  и турбины  $M_T$ . Эти графики иллюстрируют почти полное исключение динамического возрастания нагрузок в трансмиссии. Коэффициент динамичности примерно равен единице. Однако наблюдается кратковременное незначительное торможение, сопровождаемое переходом моментов  $M_D$ ,  $M_T$  и  $M_K$  в отрицательные области, что приводит к замедлению автомобиля (рис. 2, з). Это явление наблюдается и при использовании второго способа управления двигателем, т. е. снижением его момента, поскольку оно связано с постепенным плавным возрастанием моментов трения фрикционов  $\Phi_1$  и  $\Phi_B$ . Но в реальных условиях движения машины, как (показывает опыт, это почти неощутимо водителем.

Положительный эффект управления двигателем заключается в том, что за время переключения передачи снижается величина заброса скорости турбины и не происходит разгон двигателя (рис. 2, ж). При этом существенно снижается работа трения фрикционов и нагрев дисков, что подтверждают приведенные ниже рис. 4 и 5.

Графики, представленные на рис. 3, а–з, иллюстрируют протекание исследуемых процессов при переключении  $4 \rightarrow 3$ . В этом случае включают-

ся фрикционы  $\Phi_3$  и  $\Phi_H$  вместо  $\Phi_1$  и  $\Phi_B$  (рис. 3, а). Гидротрансформатор при этом разблокируется до переключения передачи при более высокой скорости движения, что способствует снижению динамических нагрузок и теплонапряженности фрикционов. Как видно из рис. 3, б, время буксования обоих фрикционов  $\Phi_3$  и  $\Phi_H$  почти одинаково и находится в пределах 0,15...0,16 с. Работа буксования, удельная мощность и температура фрикционных дисков существенно ниже, чем при переключении  $3 \rightarrow 4$ . Коэффициент динамичности момента на карданном валу  $M_K$  не превышает единицы (рис. 3, д). Остальные исследуемые характеристики также протекают достаточно благоприятно.

Поскольку параметры управления процессом переключения передач  $t_{п.п}$ ,  $\Delta\gamma_a$  и  $\Delta M_D$  можно изменять в достаточно широких пределах, были проведены исследования их влияния на принятые критерии оценки процессов управления. На рис. 4 и 5 приведены результаты этих исследований, полученные при варьировании значений  $t_{п.п}$  и  $\Delta\gamma_a$ .

При моделировании принимались отрицательные перекрытия передач ( $t_{п.п} = -0,2$  и  $t_{п.п} = -0,1$  с), положительные  $t_{п.п} = +0,1$  и  $t_{п.п} = +0,2$  с), а также нулевое перекрытие ( $t_{п.п} = 0$ ). Графики, обозначенные цифрой 1, соответствуют  $\Delta\gamma_a = 0$  (без сброса педали акселератора при переключении передачи); графики 2 соответствуют  $\Delta\gamma_a = 10\%$ ; графики 3 –  $\Delta\gamma_a = 20\%$ ; графики 4 –  $\Delta\gamma_a = 30\%$ .

Сплошными линиями на рис. 4, а–г изображены графики параметров, относящихся к фрикциону  $\Phi_1$ , а штриховыми – к фрикциону  $\Phi_B$ . Как видно из рис. 4, б, удельная работа буксования фрикциона  $\Phi_B$  значительно выше, чем фрикциона  $\Phi_1$ .

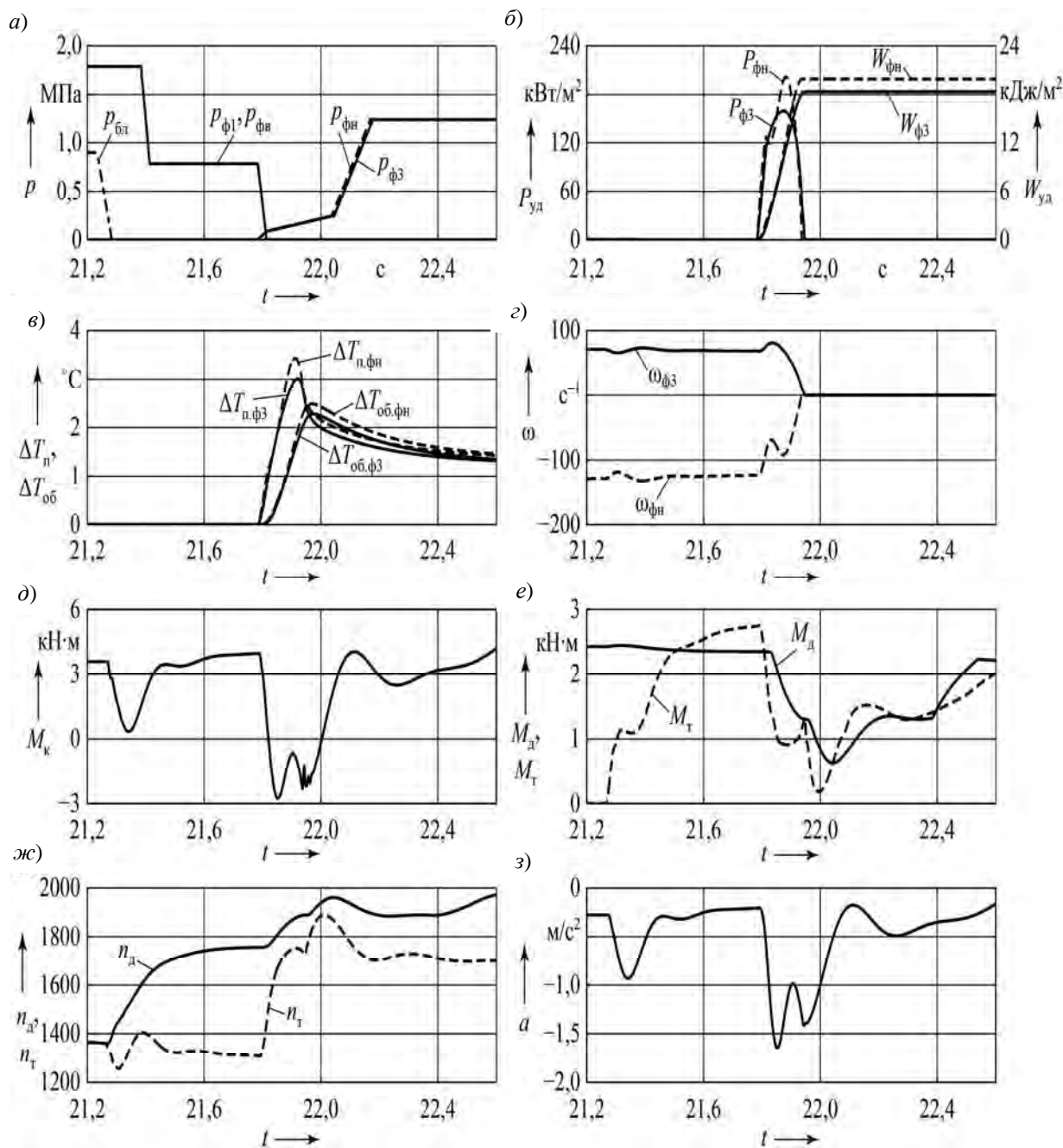


Рис. 3. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 4→3

Отметим, что переключение 3→4 начинается при  $n_d = n_t = 2100$  об/мин (см. рис. 2, ж). Из рис. 4, а, б и в видно, что увеличение управляющего параметра  $\Delta\gamma_a$  оказывает существенное влияние на время буксования  $t_b$ , удельную

работу  $W_{уд}$  и температуру дисков  $\Delta T_{п}$  фрикциона  $\Phi_B$  и в то же время почти не влияет на аналогичные показатели фрикциона  $\Phi_1$ .

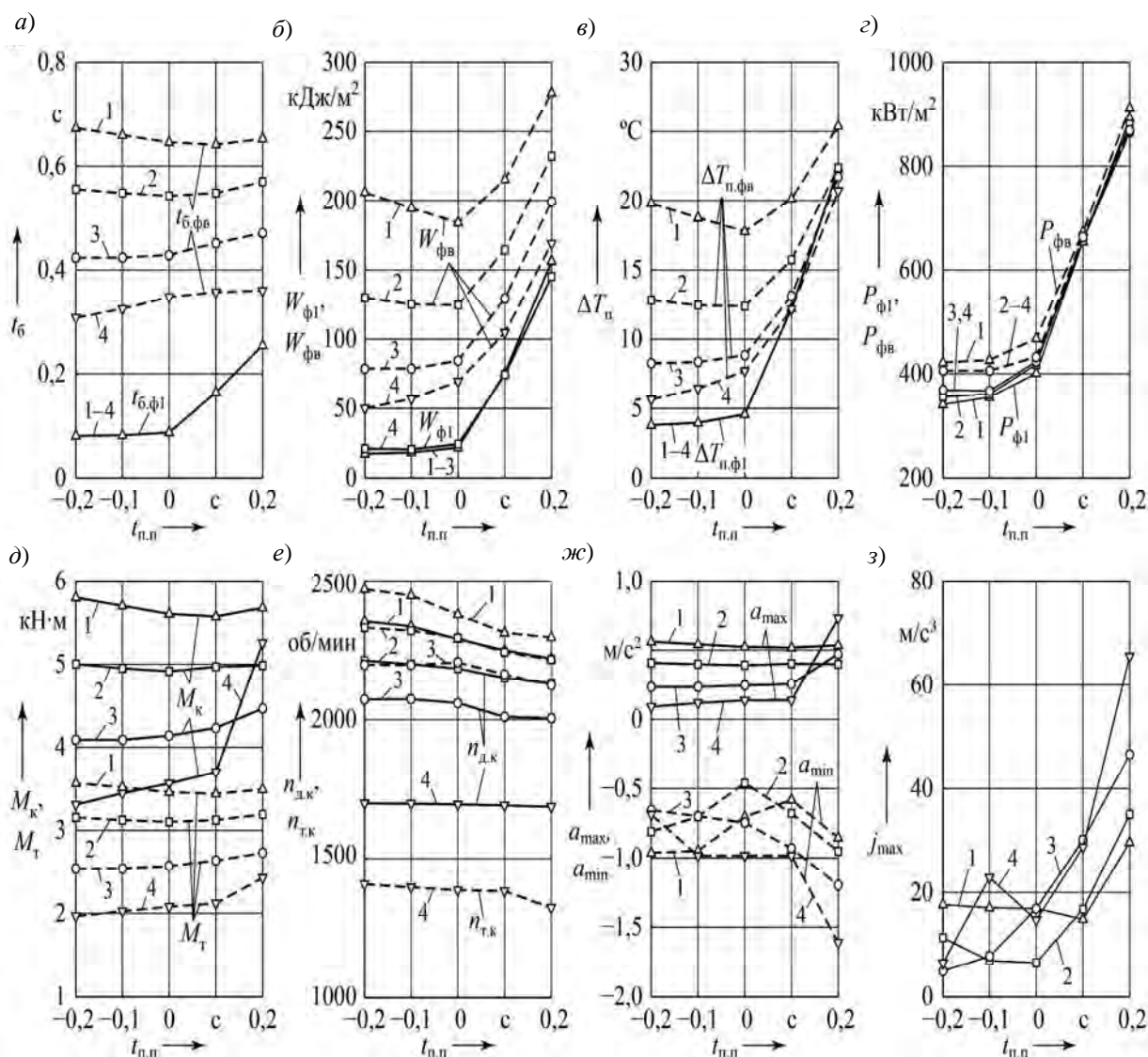


Рис. 4. Влияние параметров управления  $t_{п.п}$  и  $\Delta\gamma_a$  на критерии оценки процесса переключения передач 3 → 4

Зависимость  $t_{б,фв}$ ,  $W_{фв}$  и  $\Delta T_{п,фв}$  от  $\Delta\gamma_a$  обусловлена тем, что при увеличении  $\Delta\gamma_a$  существенно снижаются частоты вращения вала двигателя  $n_{д,к}$  и турбины  $n_{т,к}$ , при которых начинается процесс буксования фрикционов (см. рис. 4, е и рис. 2, ж). При этом двигатель выходит на тормозной режим (см.

рис. 2, е) и, соответственно, уменьшаются моменты  $M_{к}$  и  $M_{т}$  (см. рис. 2, д и е). Однако при  $\Delta\gamma_a > 20\%$  увеличивается модуль отрицательного ускорения  $|a_{min}|$  (рис. 4, ж), а также величина джерка  $j$  (рис. 4, з), что ухудшает плавность движения машины.

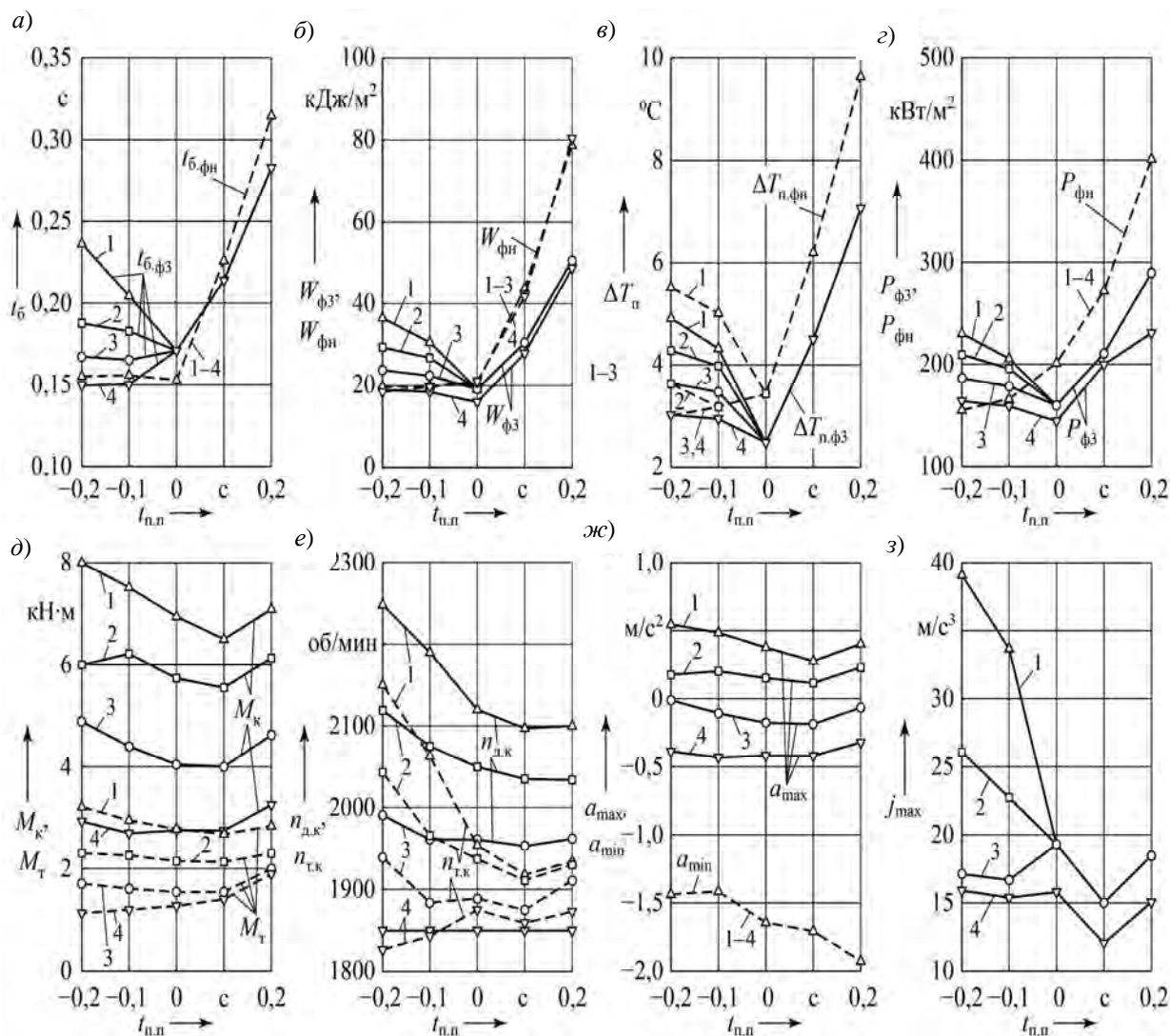


Рис. 5. Влияние параметров управления  $t_{п.п}$  и  $\Delta\gamma_a$  на критерии оценки процесса переключения передач 4 → 3

Положительное перекрытие передач  $t_{п.п} > 0$ ) приводит к значительному возрастанию удельной работы  $W_{уд}$ , удельной мощности буксования  $P_{уд}$  и температуры дисков  $\Delta T_{п}$  обоих включаемых фрикционов (рис. 4, б-г), но почти не влияет на моменты нагрузки трансмиссии  $M_{к}$  и  $M_{т}$ , а также на время буксования фрикциона  $\Phi_{в}$ . Время же буксования фрикциона  $\Phi_{1}$  при положительном перекрытии возрастает, что отрицательно сказывается на значе-

ниях параметров  $W_{ф1}$  и  $\Delta T_{п,ф1}$ .

Показатели  $P_{ф1}$  и  $P_{фв}$  слабо реагируют на величину  $\Delta\gamma_a$ , но зависят от начального уровня давления  $p_{ф0}$  в гидроцилиндрах фрикционов и существенно возрастают при увеличении положительного перекрытия передач  $t_{п.п}$ . Положительное перекрытие  $t_{п.п}$  приводит к значительному возрастанию джерка (рис. 4, з), увеличивает замедление (рис. 4, ж) и, следовательно, ухудшает комфортность условий работы водителя.



На основании результатов исследований, представленных на рис. 4, можно заключить, что оптимальными параметрами управления являются  $t_{п.п} = 0$  и  $\Delta\gamma_a \approx 20\%$ .

При использовании параметра управления  $\Delta M_d$  вместо  $\Delta\gamma_a$  улучшение основных показателей, характеризующих надежность функционирования фрикционов ( $W_{уд}$  и  $\Delta T_{п}$ ), происходит менее интенсивно. Так, например, при  $\Delta M_d = 40\%$  показатели достигают следующих значений:  $t_{б.фв} = 0,54$  с;  $W_{фв} = 144,6$  кДж/м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{п.фв} = 14,66$  °С. При этом  $n_{д.к}$  возрастает до 2225 об/мин, а  $n_{т.к}$  – до 2341 об/мин. Эти же показатели при  $\Delta\gamma_a = 20\%$  достигают следующих значений:  $t_{б.фв} = 0,429$  с;  $W_{фв} = 84,4$  кДж/м<sup>2</sup>;  $\Delta T_{п.фв} = 8,83$  °С;  $n_{д.к} = 2060$  об/мин;  $n_{т.к} = 2207$  об/мин.

На рис. 5, а–з приведены графики зависимостей исследуемых показателей качества управления от параметров  $t_{п.п}$  и  $\Delta\gamma_a$  при переключении 4 → 3.

В этом случае показатели  $W_{уд}$ ,  $P_{уд}$ ,  $t_{б}$ ,  $\Delta T_{п}$  слабо зависят от  $\Delta\gamma_a$ , но их значения существенно возрастают как при положительном, так и при отрицательном перекрытии передач (рис. 5, а, б, в, з). Значения моментов  $M_k$  и  $M_T$  при увеличении  $\Delta\gamma_a$  снижаются (рис. 5, д). Однако при  $\Delta\gamma_a > 20\%$  в течение периода переключения передачи машина получает замедление и возрастает джerk, особенно при отрицательном перекрытии передач (рис. 5, ж и з). Коэффициент динамичности момента  $M_k$  при  $t_{п.п} = 0$  и  $\Delta\gamma_a = 20\%$  равен единице, а момента  $M_T$  составляет 0,56 (рис. 5, д).

Таким образом, при переключении 4 → 3 также эффективно управление двигателем и оптимально нулевое пере-

крытие переключения передач. Отрицательное перекрытие приводит к разгону двигателя и турбины ГДТ, что вызывает увеличение показателей  $W_{уд}$ ,  $P_{уд}$ ,  $\Delta T_{п}$  и джерка.

Приведенные на рис. 4 и 5 результаты исследований показывают, что процессы переключения передач 3 → 4 и 4 → 3 значительно различаются. Для выяснения причин различий выполнен анализ баланса энергии в механизмах КП. Вычислялись значения подводимой к КП и отводимой от неё энергии за время буксования фрикционов, изменения кинетической энергии масс, отображающих инерционные свойства механизмов на входах и выходах фрикционов БКП и ДК, и энергии буксования фрикционов. Моменты инерции соединяемых фрикционами БКП масс обозначим  $J_4$  и  $J_5$ , а фрикционами ДК –  $J_6$  и  $J_7$  [4]. Подводимая и отводимая энергия определялась на трёх упругих элементах, расположенных соответственно на входе в КП (вал турбины ГДТ), между БКП и ДК (валы КП) и на выходе КП (карданный вал). Моменты этих упругих элементов обозначим  $M_{y2}$ ,  $M_{y3}$ ,  $M_{y4}$ , а накапливаемые ими потенциальные энергии –  $W_{y2}$ ,  $W_{y3}$ ,  $W_{y4}$ . Передаваемая этими валами энергия вычислялась по формуле

$$W_{yj} = \int_0^{t_{б}} M_{yj} \omega_i dt, \quad (1)$$

где  $W_{yj}$  – суммарное значение энергии, переданной через  $j$ -й упругий элемент за время буксования фрикциона;  $M_{yj}$  – вращающий момент на  $j$ -м упругом элементе;  $\omega_i$  – угловая скорость  $i$ -й массы, непосредственно связанной с  $j$ -м упругим элементом;  $t_{б}$  – время буксования соответствующего фрикциона.

Изменения кинетической энергии масс КП за время буксования фрикцио-

нов рассчитывались по формуле

$$\Delta E_{ki} = \frac{J_i}{2} (\omega_{hi}^2 - \omega_{ki}^2), \quad (2)$$

где  $\Delta E_{ki}$  – значение выделенной накопленной кинетической энергии или потреблённой энергии на разгон  $i$ -й массы КП;  $\omega_{hi}$  и  $\omega_{ki}$  – начальное и конечное значения угловой скорости  $i$ -й массы.

Энергия буксования  $i$ -го фрикциона  $W_{\Phi i}$  определялась по формуле

$$W_{\Phi i} = \int_0^{t_{\delta i}} |M_{\Phi i} \omega_{\Phi i}| dt, \quad (3)$$

где  $M_{\Phi i}$  – момент трения фрикциона;  $\omega_{\Phi i}$  – относительная скорость скольжения фрикционных дисков  $i$ -го фрикциона.

На рис. 6, а приведена диаграмма баланса энергии при переключении  $3 \rightarrow 4$ , а на рис. 6, б – при переключении  $4 \rightarrow 3$ . Согласно приведенным диаграммам, различие между источниками подвода энергии к КП и ее распределением между потребителями для рассматриваемых вариантов переключения передач существенно.

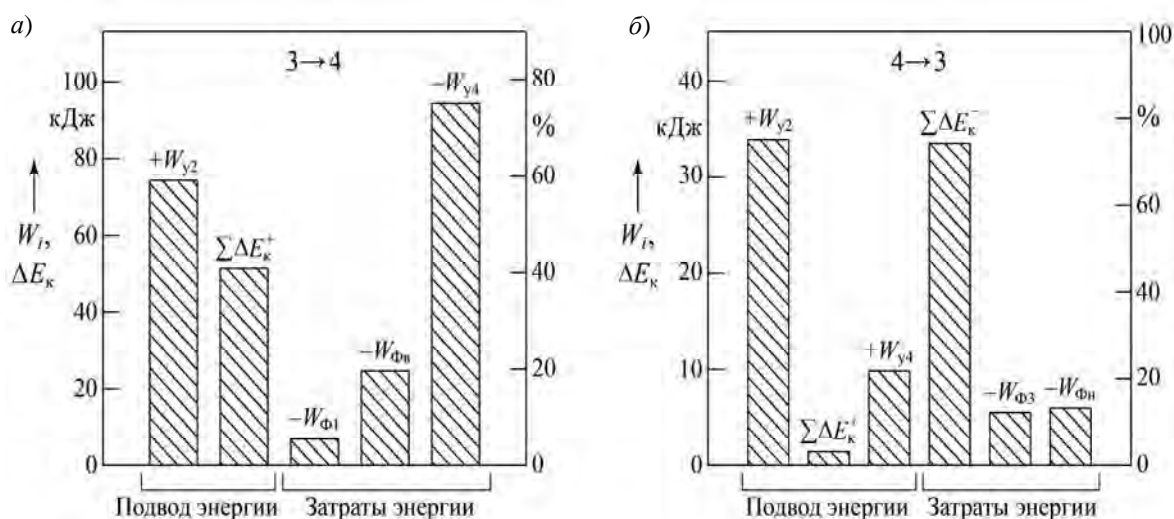


Рис. 6. Диаграммы баланса энергии в коробке передач: а – при переключении  $3 \rightarrow 4$ ; б – при переключении  $4 \rightarrow 3$

При переключении  $3 \rightarrow 4$  (рис. 6, а) 59 % (74,3 кДж) потребляемой энергии подводится к КП от двигателя и 41 % (51,3 кДж) получается вследствие выделения накопленной кинетической энергии вращающимися массами с моментами инерции  $J_4, J_5, J_6, J_7$ . При переключении же  $4 \rightarrow 3$  (рис. 6, б) от двигателя поступает 75 % потребляемой КП энергии (33,9 кДж), вращающиеся массы выделяют 3,1 % (1,4 кДж – масса  $J_7$ ), а 21,8 % энергии КП получает от

колес автомобиля (9,8 кДж) в связи со снижением скорости движения, когда часть накопленной автомобилем кинетической энергии поступает к механизмам трансмиссии.

Распределение затрат энергии также различно. При переключении  $3 \rightarrow 4$  (см. рис. 6, а) 25 % потребляемой энергии затрачивается на буксование фрикционов (7,0 кДж – у фрикциона  $\Phi_1$  и 24,7 кДж – у фрикциона  $\Phi_v$ ) и 75 % (94,3 кДж) передается к ведущим колесам.

При переключении  $4 \rightarrow 3$  энергия к ведущим колесам не передается, а затрачивается на буксование фрикционов  $\Phi_1$  и  $\Phi_B$  и на разгон вращающихся масс с моментами инерции  $J_4, J_5, J_6$ . Причем на разгон масс затрачивается 74 % энергии (33,5 кДж), на буксование фрикциона  $\Phi_3$  12,2 % (5,5 кДж) и на буксование фрикциона  $\Phi_H$  13,3 % (6,0 кДж). Таким образом, оба фрикциона  $\Phi_3$  и  $\Phi_H$  выполняют почти одинаковую работу буксования, что позволяет снизить теплонапряженность процесса функционирования каждого из них.

Для выявления причин различия между временем буксования одновре-

менно включаемых фрикционов  $\Phi_1$  и  $\Phi_B$  при переключении  $3 \rightarrow 4$  выполнен анализ баланса энергии отдельно для БКП и ДК за время буксования фрикциона  $\Phi_1$  (рис. 7). В течение этого времени энергия от двигателя  $W_{y2}$  к КП не подводится, т. к. двигатель работает в тормозном режиме (см. рис. 2, е), а, наоборот, передается двигателю от КП. Момент на карданном валу  $M_K$  при этом отрицателен (см. рис. 2, д). В результате к КП подводится энергия от колёс автомобиля через карданный вал, т. е. энергия  $W_{y4}$ .

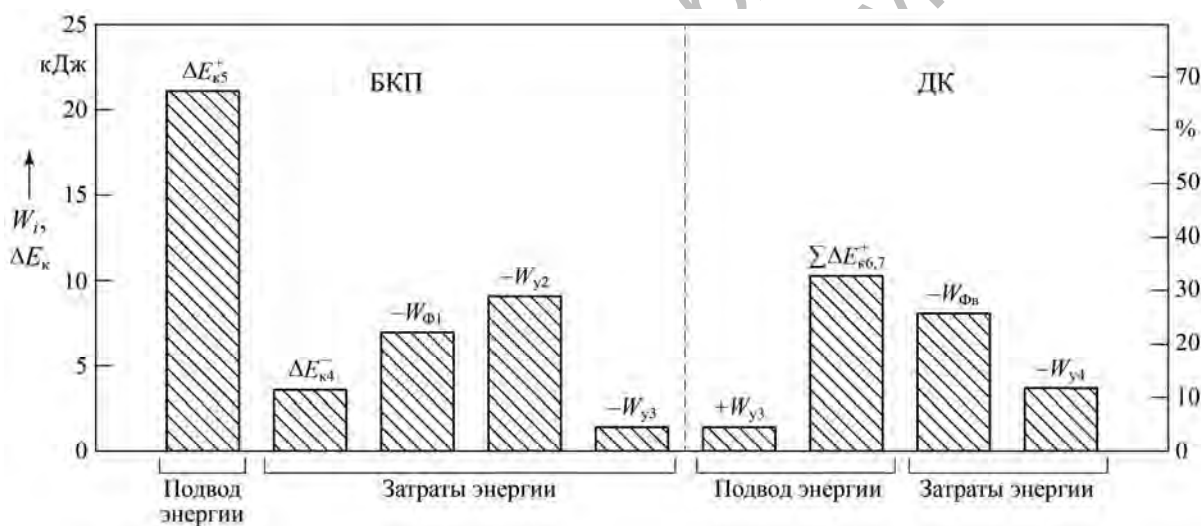


Рис. 7. Диаграммы баланса энергии в БКП и ДК за время буксования фрикциона  $\Phi_1$

В результате баланс энергии БКП выглядит следующим образом (см. рис. 7). В БКП происходит выделение накопленной вращающейся массой  $J_5$  кинетической энергии  $E_{к5}^+$  в количестве 21,1 кДж, которая затрачивается на компенсацию потерь, связанных с буксованием фрикциона  $\Phi_1$ , на разгон массы  $J_4$ , на передачу энергии к двигателю (через ГДТ) и на передачу энергии в ДК.

При этом затраты энергии на буксование фрикциона  $\Phi_1 - W_{Ф1} = 7,0$  кДж. За время буксования этого фрикциона к двигателю передается энергия  $W_{y2} = 9,0$  кДж, а в ДК  $-W_{y3} = 1,4$  кДж. На разгон массы  $J_4$  затрачивается  $E_{к4}^- = 3,6$  кДж. Благодаря такому сочетанию составляющих баланса энергии в БКП фрикцион  $\Phi_1$  быстро замыкается, а источником энергии является собст-

венная накопленная кинетическая энергия вращающейся массой  $J_5$ , связанной с ведомой частью фрикциона  $\Phi_1$ .

За время буксования фрикциона  $\Phi_1$  к ДК подводится гораздо меньше энергии, чем к БКП. От БКП к ДК подводится энергия  $W_{y3} = 1,4$  кДж и реализуется выделяемая накопленная масса-ми  $J_6$  и  $J_7$  кинетическая энергия  $\Sigma E_k^+ = E_{k6} + E_{k7} = 10,3$  кДж. Затрачивается полученная энергия на работу буксования фрикциона  $\Phi_B$   $W_{фв} = 8,1$  кДж и на передачу энергии к ведущим колесам  $W_{y4} = 3,7$  кДж. При этом фрикцион  $\Phi_B$  не успевает выровнять угловые скорости его ведущих и ведомых дисков, а в КП начинает поступать энергия от дви-

гателя  $W_{y2}$  и продолжается выделение накопленной всеми массами  $J_4, J_5, J_6, J_7$  кинетической энергии (см. рис. 6, а). В результате фрикцион  $\Phi_B$  продолжает буксовать и начинается при этом передача энергии  $W_{y4}$  от КП к колесам автомобиля.

Результаты выполненных исследований по определению параметров управления переключением передач реализованы в алгоритме процессов функционирования МСАУ [1, 2], используемой на опытных образцах нового карьерного самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъемностью 60 т. Проведенные испытания показали высокую эффективность созданной МСАУ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 4. – С. 16–19.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
3. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
4. **Тарасик, В. П.** Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 107–117.
5. **Тарасик, В. П.** Выбор параметров характеристик управления фрикционами планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2. – С. 82–93.
6. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
7. **Тарасик, В. П.** Исследование процессов функционирования фрикционов планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Грузовик. – 2014. – № 9. – С. 2–16.

*Статья сдана в редакцию 15 декабря 2014 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Юрий Сергеевич Романович**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: rys@tut.by.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

**Yury Sergeyevich Romanovich**, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rys@tut.by.