

УДК 629.3

*В. П. Тарасик, О. В. Пузанова*

## ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПОКАЗАТЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ

UDC 629.3

*V. P. Tarasik, O. V. Puzanova*

## EFFECT OF CHARACTERISTICS CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION ON INDICATORS OF TRANSIENT PROCESSES

### Аннотация

Приведены результаты исследований влияния характеристик управления включением фрикционов гидромеханической передачи на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и теплонапряжённость фрикционов. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Рассмотрены способы улучшения характеристик управления.

### Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, базовая коробка передач, дополнительная коробка, фрикцион, характеристики управления, удельная мощность и работа буксования фрикциона.

### Abstract

The paper presents the results of studies investigating the effect of characteristics controlling the engagement of friction clutches in hydromechanical transmission on the dynamic loads in the vehicle's transmission and the thermal stress in friction clutches. The graphs have been obtained which show how the accepted criteria for assessing the quality of transient processes depend upon the parameters of friction clutch control. The ways to improve control characteristics are considered.

### Keywords:

hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, basic gearbox, additional gearbox, friction clutch, control characteristics, specific power, clutch slip.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30, 45 и 60 т применяется семейство унифицированных гидромеханических передач (ГМП). Переключение передач автоматическое, осуществляется мехатронной системой посредством многодисковых фрикционов. Качество и эффективность переходных процессов в трансмиссии при переключении передач зависят от параметров характеристик управления фрикционами.

### Цель исследования

Цель исследования – сравнительная оценка влияния различных характеристик управления включением фрикционов гидромеханической передачи на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и теплонапряжённость фрикционов.



### Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования переходных процессов в трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционов на режиме трогания автомобиля с места. Объектом моделирования выбран карьерный самосвал БелАЗ грузоподъемностью 60 т. Используются динамическая

и математическая модели системы «двигатель – гидротрансформатор – коробка передач – демультипликатор – главная передача – ведущие колёса – поступательно движущаяся масса автомобиля – дорога», приведенные в [1].

На рис. 1 представлены основные виды характеристик управления фрикционами коробки передач – кусочно-линейная 1 и линейная 2.

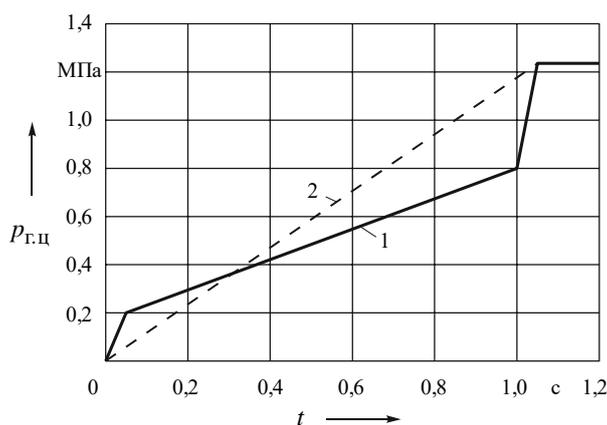


Рис. 1. Характеристики управления фрикционами

Формула алгоритма вычисления управления фрикционом имеет вид:  
 кусочно-линейной характеристики

$$P_{г.ц} = \begin{cases} k_{p1}t & \text{при } t \leq t_{p1}; \\ P_{г.ц1} + k_{p2}(t - t_{p1}) & \text{при } t_{p1} < t \leq t_{p2}; \\ P_{г.ц2} + k_{p3}(t - t_{p2}) & \text{при } t_{p2} < t \leq t_{p3}; \\ P_{г.ц3} & \text{при } t > t_{p3}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $t_{p1}, t_{p2}, t_{p3}$  – координаты точек характеристики управления по оси времени  $t, c$ ;  $P_{г.ц1}, P_{г.ц2}, P_{г.ц3}$  – координаты точек по оси давления в гидроцилиндре фрикциона, МПа;  $k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}$  – скорость нарастания давления на соответствующих участках характеристики управления:  $k_{pi} = dp_{г.цi}/dt, МПа/с$ .

Линейная характеристика управле-

ния фрикционом вычисляется по формуле

$$P_{г.цl} = \begin{cases} k_{pl}t & \text{при } t \leq t_{pl1}; \\ P_{г.цl1} & \text{при } t > t_{pl1}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $t_{pl1}, P_{г.цl1}$  – координаты точки ограничения линейной характеристики управления фрикционом (см. рис. 1).

Коэффициент трения фрикционных дисков в процессе буксования



фрикциона определялся по формуле [1]

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(k_e r_3 |\omega_{ск}|), \quad (3)$$

где  $\mu_0$ ,  $\mu_k$  – начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона;  $k_e$  – коэффициент экспоненты;  $r_3$  – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности фрикционных дисков, м;  $\omega_{ск}$  – относительная угловая скорость скольжения дисков, рад/с.

Для пары трения металлокерамика МК5 – сталь 65Г значения  $\mu_0$ ,  $\mu_k$  находятся в следующих пределах:  $\mu_0 = 0,05 \dots 0,06$ ;  $\mu_k = 0,10 \dots 0,12$ . При моделировании приняли  $\mu_0 = 0,06$ ,  $\mu_k = 0,10$ ,  $k_e = 0,225$ .

Момент трения фрикциона

$$M_{\phi} = \mu F_{сж} r_3 z, \quad (4)$$

где  $F_{сж}$  – усилие сжатия фрикционных дисков, Н;  $z$  – количество пар трения.

Значение  $F_{сж}$  находится по формуле

$$F_{сж} = p_{г.ц} A_{п} - F_{в.п}, \quad (5)$$

где  $A_{п}$  – площадь поверхности поршня, на которую действует давление  $p_{г.ц}$ ,  $\text{м}^2$ ;

$F_{в.п}$  – усилие возвратных пружин поршня, Н.

Графики давления на рис. 1 представлены с учётом затрат на преодоление усилия  $F_{в.п}$ .

На исследуемом автомобиле используется двигатель QSK19-C750 максимальной мощностью  $P_{e \max} = 560$  кВт при частоте вращения  $n_p = 2100$  об/мин. Максимальная частота холостого хода двигателя  $n_{хх \max} = 2400$  об/мин. В составе ГМП использован гидротранс-

форматор ЛГ-470ПП.

При решении системы дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта необходимо задать начальные условия, т. е. значения фазовых координат системы в исходном состоянии. На режиме трогания автомобиля с места все сосредоточенные массы модели неподвижны, за исключением маховика двигателя, колёс ГДТ и входного вала коробки передач (массы с моментами инерции  $J_{дв}$ ,  $J_{н}$ ,  $J_{т}$ ,  $J_{кп.вх}$  динамической модели на рис. 1). Следовательно, задаются начальная частота вращения вала двигателя  $n_{д0}$  и соответствующая ей частота вращения турбины гидротрансформатора  $n_{т0}$ . Для возможности получения оценки результатов в широком диапазоне эксплуатационных условий работы автомобиля значение  $n_{д0}$  варьировалось в пределах 1200...2200 об/мин.

В качестве критериев качества переходных процессов использованы время буксования фрикциона ГМП  $t_{\phi}$ , максимальные значения моментов карданного вала  $M_{к \max}$  и полуоси ведущего моста  $M_{п \max}$ , удельная мощность  $P_{\phi}$  и удельная работа  $W_{\phi}$  буксования фрикциона. Удельная мощность буксования  $P_{\phi}$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , представляет собой функцию, вычисляемую по формуле

$$P_{\phi} = M_{\phi} |\omega_{ск}| / (z A_{\phi}), \quad (6)$$

где  $A_{\phi}$  – площадь поверхности пары трения фрикционных дисков,  $\text{м}^2$ .

Удельная работа буксования  $W_{\phi}$ ,  $\text{Дж}/\text{м}^2$ ,

$$W_{\phi} = \int_0^{t_{\phi}} P_{\phi} dt. \quad (7)$$



### Результаты исследования

Рассмотрим результаты моделирования переходных процессов в трансмиссии автомобиля, возникающих при трогании автомобиля с места, и проведём анализ влияния различных

характеристик управления фрикционными гидромеханической передачи на показатели качества этих процессов. Вначале сравним результаты, получаемые при использовании характеристик управления, представленных на рис. 2.

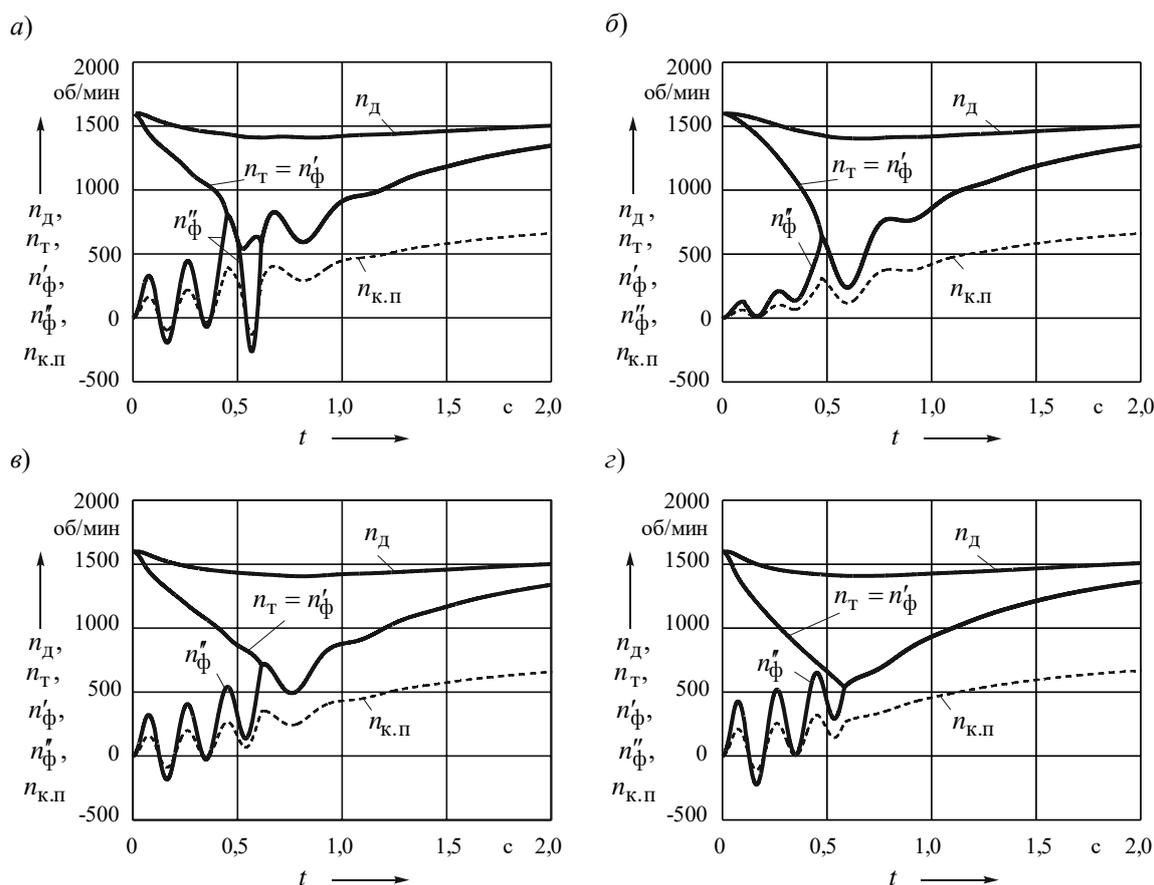


Рис. 2. Графики изменения во времени частот вращения двигателя  $n_d$  и валов трансмиссии  $n_T$  и  $n_{к.п}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (з)

На рис. 2, а приведены графики изменения во времени частот вращения вала двигателя  $n_d$ , турбины гидротрансформатора  $n_T$ , выходного вала коробки передач  $n_{к.п}$ , ведущих и ведомых дисков фрикциона  $n'_ф$  и  $n''_ф$ , соответствующие кусочно-линейной характеристике управления 1 (см. рис. 1),

а на рис. 2, б – линейной характеристике 2. Эти графики получены при начальной частоте вращения двигателя  $n_{д0} = 1600$  об/мин.

Существенной особенностью приведенных графиков являются значительные различия амплитуд колебаний частоты вращения выходного вала коробки передач  $n_{к.п}$  и связанных с ним



ведомых дисков фрикциона  $n_{\text{ф}}''$ . Амплитуды колебаний  $n_{\text{к.п}}$  при управлении фрикционом кусочно-линейной характеристикой давления (см. рис. 2, а) в 5 раз больше, чем при управлении линейной характеристикой (см. рис. 2, б). Во столько же раз различаются и их угловые ускорения.

Большое ускорение инерционных масс в момент замыкания фрикциона сопровождается пропорциональной величиной силы инерции, которая в совокупности с моментом упругости выходного вала коробки передач может превысить момент трения фрикциона  $M_{\text{ф}}$ . В результате произойдёт срыв замкнутого накануне фрикциона, что приведёт к ещё большим амплитудам колебаний, высокой относительной скорости скольжения фрикционных дисков и к соответствующему увеличению момента на карданном валу  $M_{\text{к}}$  и удельной мощности буксования  $P_{\text{ф}}$ . Такой именно эпизод отображён на рис. 2, а при управлении фрикционом кусочно-линейной характеристикой давления, а его последствия представлены на рис. 3, а и 5, а.

Выясним причину возможного возникновения большой амплитуды колебаний скорости вала коробки передач. Для этого рассмотрим графики моментов на валах трансмиссии при включении фрикциона. На рис. 3, а показаны графики изменения во времени моментов двигателя  $M_{\text{д}}$ , на валах турбины ГДТ  $M_{\text{т}}$  и коробки передач  $M_{\text{к.п}}$ , на карданном валу  $M_{\text{к}}$  (на выходе ГМП) при кусочно-линейной характеристике управления, а на рис. 3, б – с линейной характеристикой. В первом случае начальная амплитуда момента  $M_{\text{к}}$  в 2 раза выше, чем во втором. Это обусловлено первоначальным резким увеличением давления  $p_{\text{г.ц}}$  в характеристике 1 (см. рис. 1), что и приводит к возникновению высоких амплитуд колебаний моментов и скоростей сосредото-

ченных масс трансмиссии.

Другой причиной высоких динамических нагрузок трансмиссии (моментов  $M_{\text{к}}$ ,  $M_{\text{к.п}}$ , на полуосях ведущего моста  $M_{\text{п}}$ ) является неблагоприятная особенность характеристики коэффициента трения фрикционной пары металл-керамика МК5 – сталь 65Г, заключающаяся в значительном различии начального  $\mu_0$  и конечного  $\mu_{\text{к}}$  значений коэффициента трения. На рис. 4, а представлен график изменения коэффициента трения  $\mu$  в процессе буксования фрикциона.

Быстрое возрастание  $\mu$  в завершающей фазе буксования приводит к резкому увеличению момента трения  $M_{\text{ф}}$  и повышению динамичности нагрузки трансмиссии (значительно увеличиваются деформации и моменты нагрузок карданных валов, полуосей, шестерён и других деталей трансмиссии). Поэтому наряду с выражением (3) рассмотрим вариант фрикциона с постоянным коэффициентом трения, а также с возможностью компенсации отрицательного воздействия возрастающего значения  $\mu$  посредством соответствующего снижения давления гидропривода фрикциона.

Один из способов положительного влияния на динамичность состоит в корректировке давления гидропривода управления фрикционом  $p_{\text{г.ц}}$  по мере снижения скорости скольжения дисков  $\omega_{\text{ск}}$ . Для этого можно использовать функцию, вычисляемую по формуле

$$k_p = 1 - k_{p0} \exp(k_{ep} |\omega_{\text{ск}}|), \quad (8)$$

где  $k_p$  – коэффициент снижения давления гидропривода управления фрикционом;  $k_{p0}$  – значение коэффициента  $k_p$  при  $\omega_{\text{ск}} = 0$ ;  $k_{ep}$  – коэффициент экспоненты.



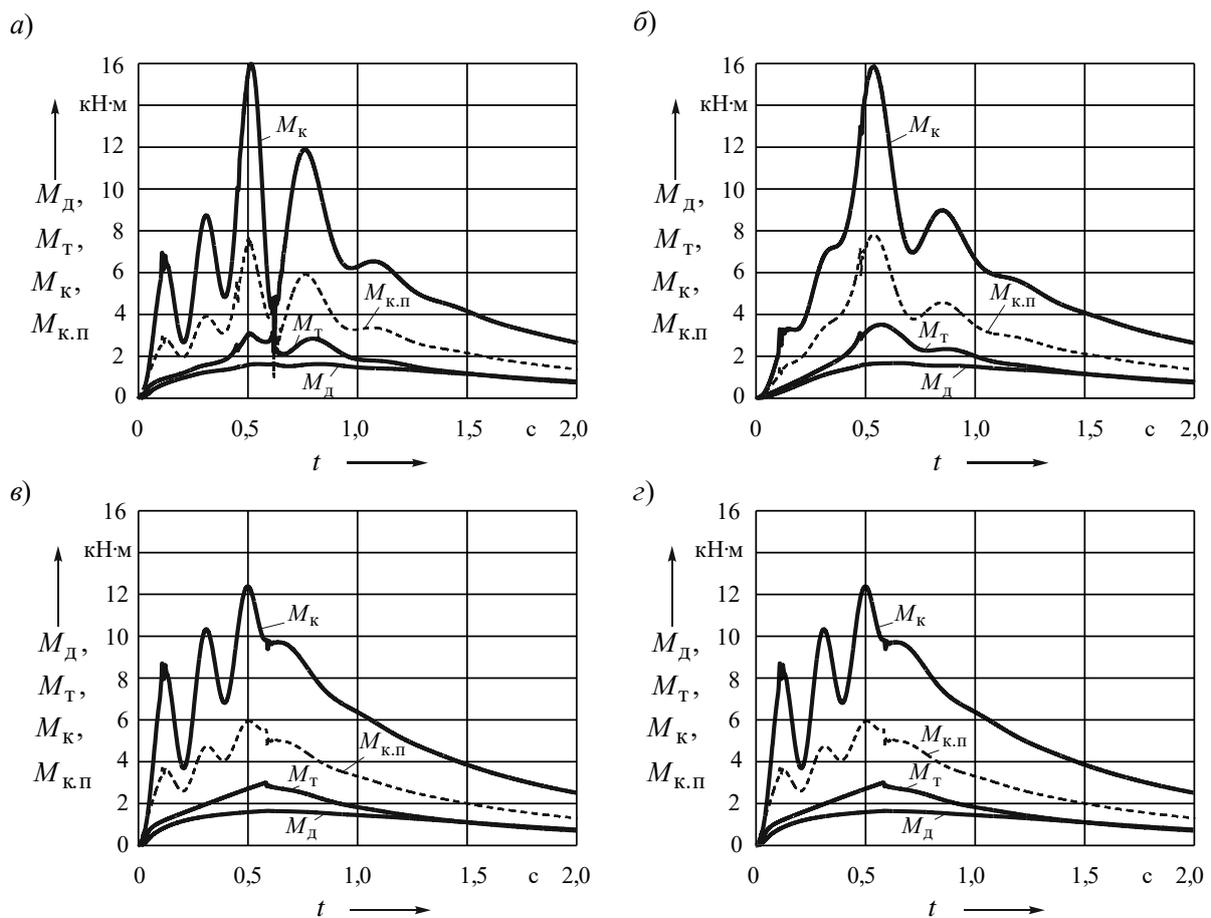


Рис. 3. Графики изменения во времени моментов двигателя  $M_{д}$  и на валах трансмиссии  $M_{т}$ ,  $M_{к.п}$  и  $M_{к}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (з)

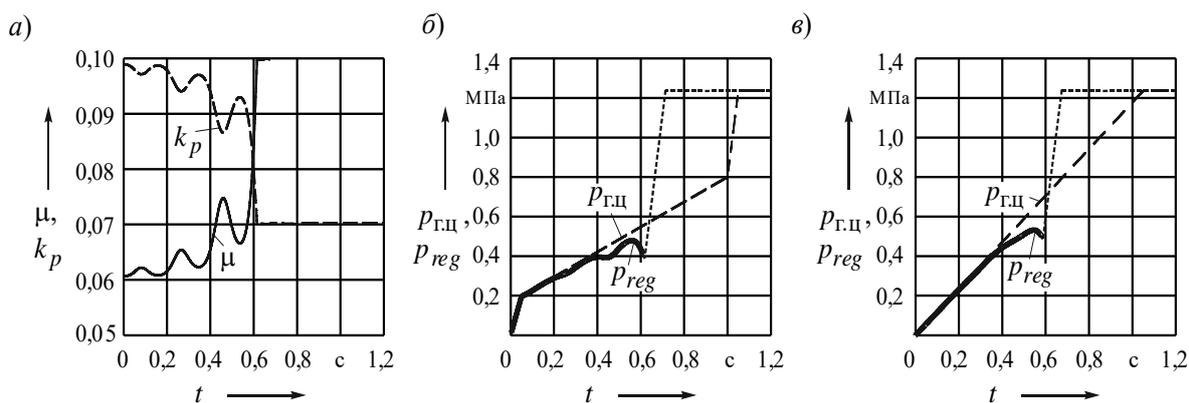


Рис. 4. Графики изменения в процессе буксования фрикциона коэффициента трения  $\mu$  и коэффициента снижения давления гидропривода  $k_p$  (а), давления регулятора  $P_{рег}$  при кусочно-линейной (б) и линейной (в) характеристиках управления фрикционом  $P_{г.ц}$



Значение  $k_{p0}$  в первом приближении можно принять равным 0,3, а оптимальное значение  $k_{ep}$  необходимо подбирать для каждого фрикциона и вида его характеристики управления. На рис. 4, а приведен график функции  $k_p = f(\omega_{ск})$  при  $k_{p0} = 0,3$  и  $k_{ep} = 0,02$ . Поскольку  $\omega_{ск}$  является функцией времени, то и  $k_p = f(t)$ .

Механизм корректировки характеристики давления  $p_{г.ц} = f(t)$  посредством функции  $k_p = f(t)$  назовём *регулятором давления управления фрикционом*. Давление на выходе регулятора  $p_{reg}$  соответствует выражению

$$p_{reg} = p_{г.ц} k_p. \quad (9)$$

Функцию  $k_p = f(\omega_{ск})$  непосредственно может формировать контроллер МСАУ, поскольку он постоянно получает информацию об изменении угловых скоростей всех валов коробки передач. Графики функций  $p_{г.ц} = f(t)$  и  $p_{reg} = f(t)$  для кусочно-линейной характеристики управления представлены на рис. 4, б, а для линейной – на рис. 4, в.

Регулятор давления может оказать существенное влияние на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля. На рис. 3, в показаны графики изменения моментов при включении фрикциона с использованием кусочно-линейной характеристики давления  $p_{г.ц}$  и регулятора давления. Максимальный момент на карданном валу  $M_k$  в данном случае в 1,23 раза ниже, чем на рис. 3, а, и при этом отсутствует срыв фрикциона.

Для оценки влияния характеристики коэффициента трения фрикционных дисков на рис. 3, г приведены графики тех же моментов, полученные при  $\mu = 0,08 = \text{const}$ . Максимальное значе-

ние  $M_k$  оказалось в 1,28 раза меньше, чем на рис. 3, а. Фрикционные накладки, применяемые в ГМП тяжёлых грузовых автомобилей, изготавливают из металлокерамических материалов, которые, к сожалению, отличаются переменным коэффициентом трения, изменяемым в процессе буксования согласно выражению (3). В легковых автомобилях используют накладки, состоящие из бумажных композиций с примерно постоянным коэффициентом трения, обеспечивающие высокую плавность переключения передач.

Рассмотрим влияние способов управления фрикционом на теплонапряжённость фрикционных дисков. На рис. 5, а, б демонстрируются графики удельной мощности буксования фрикциона  $P_{ф}$ . При кусочно-линейной характеристике управления (см. рис. 5, а)  $P_{ф}$  значительно выше, чем при линейной (см. рис. 5, б). Следовательно, будет выше и температура нагрева фрикционных дисков [1]. Срыв фрикциона (см. рис. 3, а) приводит к дополнительной бесполезной работе буксования (область А на рис. 5, а). Для предотвращения срыва необходимо сразу же после замыкания фрикциона повысить давление  $p_{г.ц}$  до номинального значения (на рис. 4, б, в – пунктирные линии). Эта процедура легко реализуется современными МСАУ.

Кусочно-линейная характеристика управления давлением  $p_{г.ц}$  приводит к возникновению нескольких экстремумов графика  $P_{ф}$ , что обусловлено большими амплитудами колебаний относительной скорости скольжения фрикционных дисков  $\omega_{ск}$  (см. рис. 5, а, в, г). Регулятор давления позволяет снизить амплитуды колебания  $P_{ф}$  и уменьшить её максимальное значение (см. рис. 5, б). При линейной характеристике  $p_{г.ц}$  ко-



лебания  $\omega_{ск}$  существенно меньше, в результате график  $P_{ф}$  получается плавный одноэкстремальный (см. рис. 5, б), а значение  $P_{ф}$  ниже. При постоянном

коэффициенте трения  $\mu = 0,08$  максимум  $P_{ф}$  возрастает (см. рис. 5, з).

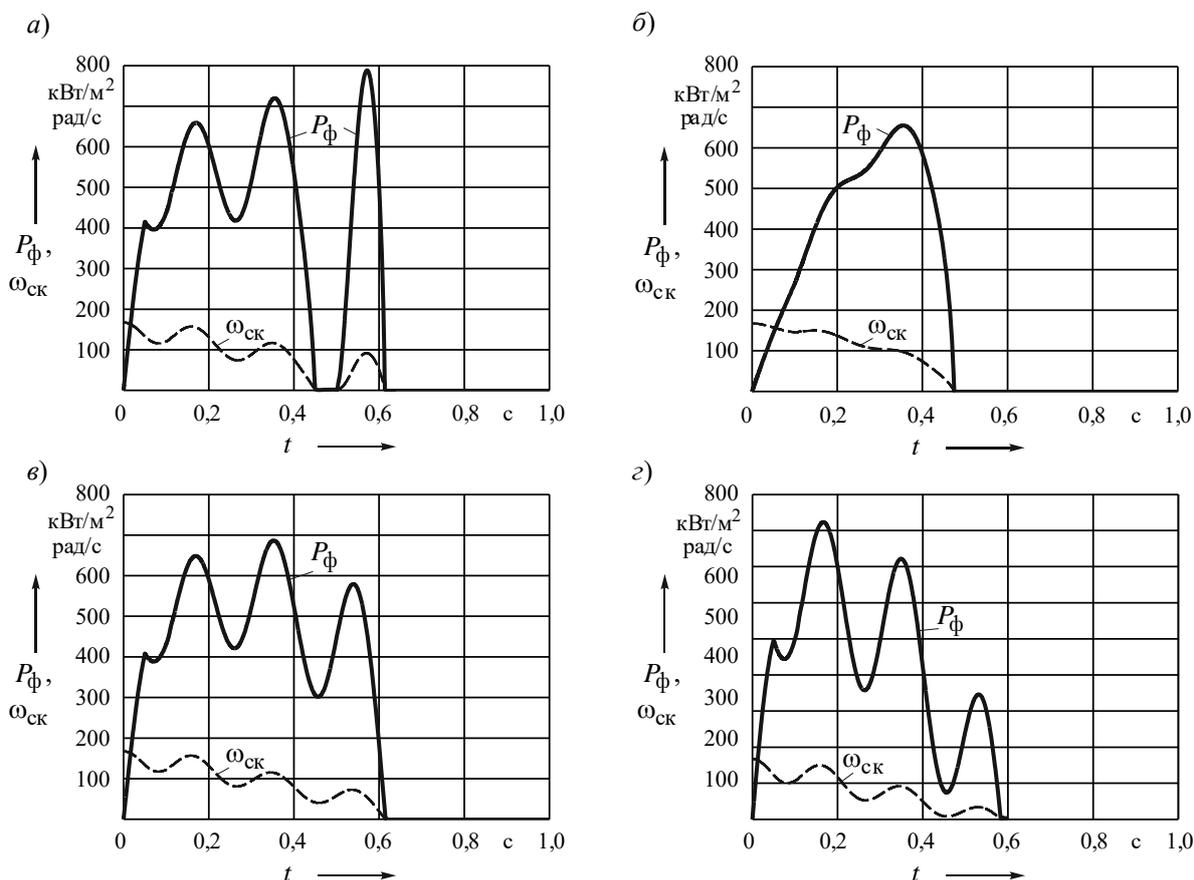


Рис. 5. Графики изменения во времени удельной мощности буксования фрикциона  $P_{ф}$  при различных характеристиках управления фрикционом: кусочно-линейной (а); линейной (б); кусочно-линейной с регулятором давления (в); кусочно-линейной при постоянном коэффициенте трения (з)

Сравнивая между собой графики, представленные на рис. 2 и 5, можно отметить, что функции  $P_{ф}$  и  $n_{к.п}$ , полученные при одних и тех же характеристиках управления фрикционом, взаимообусловлены: увеличение амплитуды колебаний  $n_{к.п}$  сопровождается увеличением  $P_{ф}$ . Регулятор давления и линейная характеристика давления позволяют снизить амплитуды колеба-

ний  $n_{к.п}$  и максимальные значения мощности буксования фрикциона.

Характер протекания функции  $P_{ф} = f(t)$  отражается на величине удельной работы буксования фрикциона  $W_{ф}$ . На рис. 6, а показаны графики изменения  $W_{ф}$  при использовании кусочно-линейной характеристики давления  $P_{г.ц}$  в трёх вариантах: 1 – при  $\mu = var$ , но без регулятора давления;

2 – при  $\mu = \text{var}$  в сочетании с регулятором давления; 3 – при постоянном коэффициенте трения  $\mu = 0,08$  без регулятора давления. Регулятор давления увеличивает время буксования фрикциона, поэтому значение  $W_{\text{ф}}$  возрастает, но при этом снижаются моменты нагрузки валов трансмиссии (см. рис. 3, в).

Линейная характеристика управления позволяет уменьшить значе-

ние  $W_{\text{ф}}$  (см. рис. 6, б). Это обусловлено более высокой интенсивностью нарастания давления  $p_{\text{Г.Ц}}$  во времени (см. рис. 1), что способствует снижению времени буксования фрикциона. Величина  $W_{\text{ф}}$  оказывает непосредственное влияние на износ поверхностей трения фрикционных дисков [1].

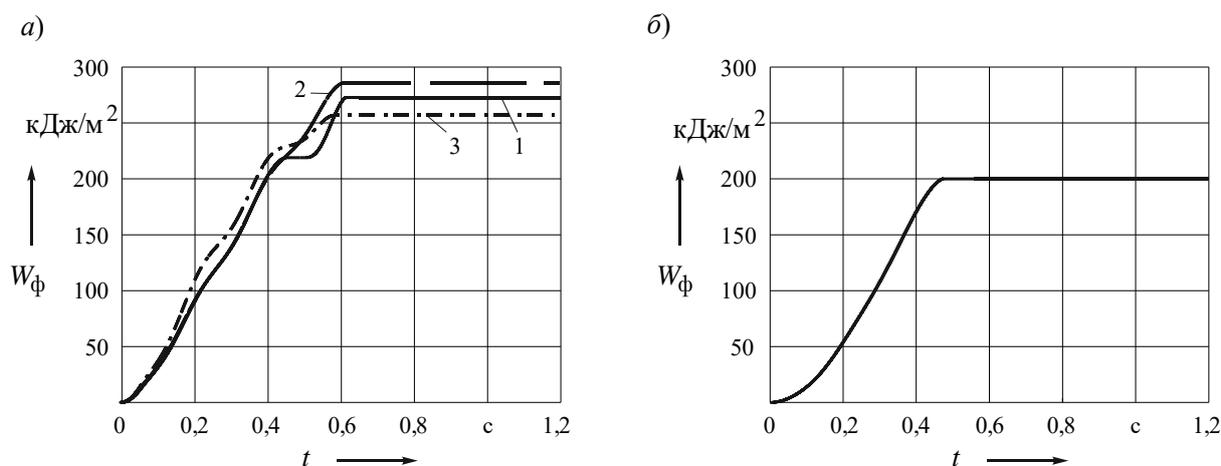


Рис. 6. Графики изменения во времени удельной работы буксования фрикциона  $W_{\text{ф}}$  при кусочно-линейной характеристике управления (а): 1 – при  $\mu = \text{var}$  без регулятора давления; 2 – то же с регулятором; 3 – при  $\mu = \text{const}$  без регулятора; при линейной характеристике управления (б)

В результате моделирования получены зависимости принятых критериев качества переходных процессов – времени буксования фрикциона  $t_{\text{б}}$ , максимального момента на карданном валу  $M_{\text{к}}$ , удельной мощности  $P_{\text{ф}}$  и удельной работы буксования фрикциона  $W_{\text{ф}}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{\text{д0}}$  при трогании автомобиля с места. Графики этих зависимостей представлены на рис. 7–9. На графиках приняты следующие обозначения исследуемых характеристик управления фрикционом: 1 – кусочно-

линейная; 2 – линейная; 3 – кусочно-линейная с регулятором давления; 4 – линейная с регулятором давления; 5 и 6 – соответственно кусочно-линейная и линейная при постоянном коэффициенте трения, принятом равным среднему значению, т. е. при  $\mu_{\text{ср}} = 0,08$ .

На рис. 7 показаны графики момента на карданном валу  $M_{\text{к}}$ , получаемые при различных характеристиках управления давлением  $p_{\text{Г.Ц}}$ . Кусочно-линейная характеристика  $p_{\text{Г.Ц}}$  и зависимость коэффициента трения  $\mu = f(\omega_{\text{СК}})$  приводят к высоким значе-

ниям  $M_k$  во всём диапазоне изменения  $n_{д0}$ , что подтверждает выводы, сделанные на основе графиков на рис. 5 и 6. Регулятор давления (график 3) позволяет снизить значение  $M_k$  на 25...35 %. При этом получаются

примерно такие же значения  $M_k$ , как и при  $\mu_{ср} = \text{const}$ . Это видно из сравнения графиков 3 и 5, а также графиков 4 и 6, соответствующих линейной характеристике  $p_{г.ц}$ .

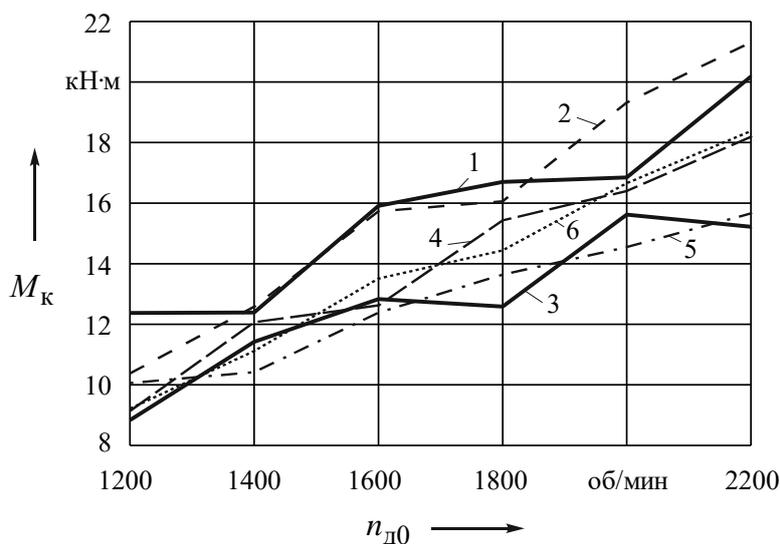


Рис. 7. Графики зависимостей максимального момента на карданном валу  $M_k$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{д0}$  при различных характеристиках управления

Влияние характеристик управления давлением  $p_{г.ц}$  на удельную мощность буксования фрикциона  $P_{ф}$  отображают графики, представленные на рис. 8. При переменном коэффициенте трения  $\mu$  наименьшие значения  $P_{ф}$  получаются при линейной характеристике  $p_{г.ц}$ . Применение кусочно-линейной характеристики повышает  $P_{ф}$ , а посредством регулятора давления значение  $P_{ф}$  можно заметно снизить. Наибольшие значения  $P_{ф}$  получаются с кусочно-

линейной характеристикой  $p_{г.ц}$  при  $\mu_{ср} = \text{const}$ .

На рис. 9 представлены графики удельной работы буксования фрикциона  $W_{ф}$ . Наименьшие значения  $W_{ф}$  достигаются при линейной характеристике давления  $p_{г.ц}$ , а наибольшие – с кусочно-линейной в сочетании с регулятором давления. Регулятор давления, естественно, повышает  $W_{ф}$ , поскольку возрастает время буксования фрикциона.



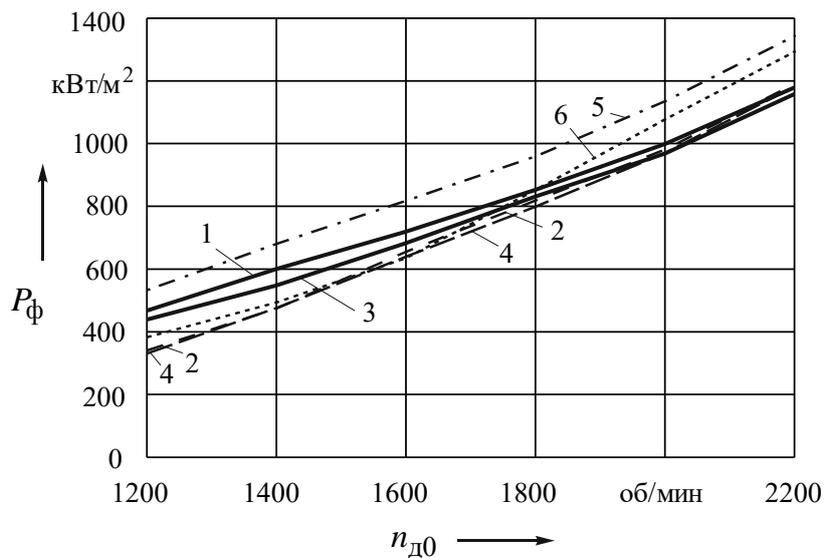


Рис. 8. Графики зависимостей удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{д0}$  при различных характеристиках управления

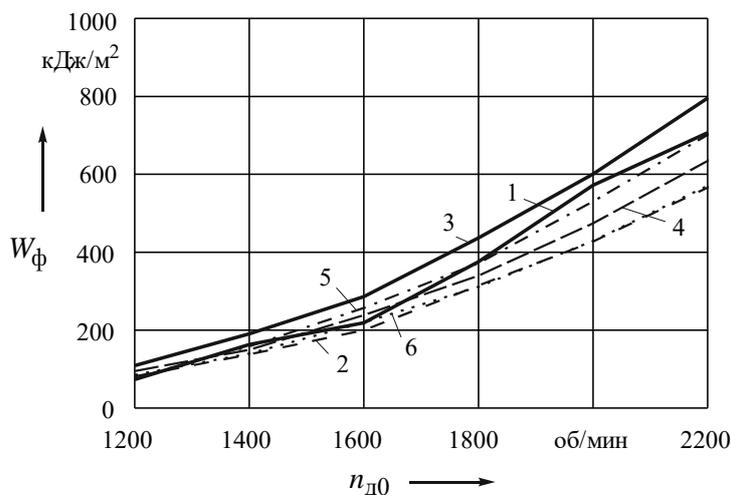


Рис. 9. Графики зависимостей удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$  от начальной частоты вращения вала двигателя  $n_{д0}$  при различных характеристиках управления

### Заклучение

1. На основе математического моделирования выполнены исследования по определению влияния различных характеристик управления фрикционами гидромеханической передачи на критерии качества переходного процесса при трогании карьерного самосвала с места.

Рассмотрены кусочно-линейная и линейная характеристики управления давлением включения фрикциона при переменном коэффициенте трения в процессе буксования фрикциона.

2. Показано, что кусочно-линейная характеристика вследствие первоначального скачка давления вызывает возникновение больших амплитуд ко-



лебаний скорости и ускорения сосредоточенной массы выходного вала коробки передач, а следовательно, и её инерционного момента, который суммируется с моментом трения фрикциона и обуславливает формирование больших динамических нагрузок в трансмиссии. Этому процессу также способствует резкое возрастание коэффициента трения при снижении относительной скорости скольжения фрикционных дисков по мере приближения к моменту замыкания фрикциона.

3. При линейной характеристике давления амплитуды колебаний скорости, ускорения и инерционного момента существенно меньше, чем при кусочно-линейной, поэтому и динамические

нагрузки меньше. Удельная мощность и работа буксования фрикциона при этом также оказываются ниже.

4. Снижение динамических нагрузок при переменном коэффициенте трения можно обеспечить путем корректировки давления характеристики управления в зависимости от снижения относительной скорости скольжения фрикционных дисков. Предложен один из возможных алгоритмов снижения давления, легко реализуемый штатной мехатронной системой автоматического управления ГМП. Удельная мощность буксования с таким регулятором снижается, а работа буксования несколько возрастает, так как увеличивается время буксования.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н. Н. Горбатенко [и др.]; под общ. ред. В. П. Тарасика. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.

*Статья сдана в редакцию 27 мая 2020 года*

**Владимир Петрович Тарасик**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

**Ольга Владимировна Пузанова**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-29-634-57-04.

**Vladimir Petrovich Tarasik**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

**Olga Vladimirovna Puzanova**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-29-634-57-04.

