

---

УДК 629.3

*В. П. Тарасик, О. В. Пузанова*

## УПРАВЛЕНИЕ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

---

UDC 629.3

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

## FRICITION CLUTCH CONTROL IN HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

---

### **Аннотация**

Изложены результаты исследований влияния характеристик управления включением фрикционов гидромеханической передачи на динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и теплонапряженность фрикционов. Рассмотрены способы улучшения характеристик управления. Приведена функциональная схема управления, реализация которой позволяет повысить качество переходных процессов.

### **Ключевые слова:**

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

### **Abstract**

The results of studies are considered which show how controlling the engagement of friction clutches in the hydromechanical transmission influences dynamic loads in the vehicle transmission and the thermal stress of the friction clutches. The ways to improve control characteristics are given. A functional control scheme is presented, the implementation of which will allow the quality of transient processes to be improved.

### **Keywords:**

hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, friction clutch, control characteristics, specific power and clutch slipping.

---

Гидромеханические передачи (ГМП) применяются на легковых автомобилях, автобусах, карьерных самосвалах, строительных и дорожных машинах. Переключение передач в ГМП автоматическое, осуществляемое посредством фрикционов, позволяющих замкнуть кинематическую цепь и получить передачу с желаемым передаточным числом. Команды на переключение формирует мехатронная система автоматического управления (МСАУ). Включение фрикциона производится подачей рабочей жидкости в его гидроцилиндр, осуществляющий сжатие фрикционных дисков и получение необходимого момента трения.

Характеристики управления фрик-

ционами представляют собой зависимости изменения давления рабочей жидкости во времени в процессе их включения. Формирование этих характеристик осуществляет контроллер МСАУ, а непосредственно реализуют их электрогидравлические пропорциональные клапаны (ЭГПК).

Проведенные на основе математического моделирования исследования процессов трогания с места карьерного самосвала [1] выявили существенное влияние формы и параметров характеристик управления на динамические нагрузки в трансмиссии и теплонапряженность фрикционов. Отрицательно отражается на результатах их оценки также значительная зависимость коэф-

коэффициента трения фрикционных дисков от скорости их скольжения при буксовании фрикциона, характерная для применяемой на тяжелых грузовых машинах пары трения металлокерамика МК5 – сталь 65Г. Коэффициент трения этой пары определяется по формуле

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(-k_e r_3 |\omega_{ск}|), \quad (1)$$

где  $\mu_0$ ,  $\mu_k$  – начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона;  $k_e$  – коэффициент экспо-

ненты;  $r_3$  – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности фрикционных дисков, м.

Значения  $\mu_0$ ,  $\mu_k$  находятся в пределах:  $\mu_0 = 0,05 \dots 0,06$ ;  $\mu_k = 0,10 \dots 0,12$  [2]. При моделировании приняли  $\mu_0 = 0,06$ ,  $\mu_k = 0,10$ ,  $k_e = 0,225$ .

Для компенсации отмеченного недостатка в [1] предложена модель корректирования характеристики давления. Функциональная схема ее реализации представлена на рис. 1.

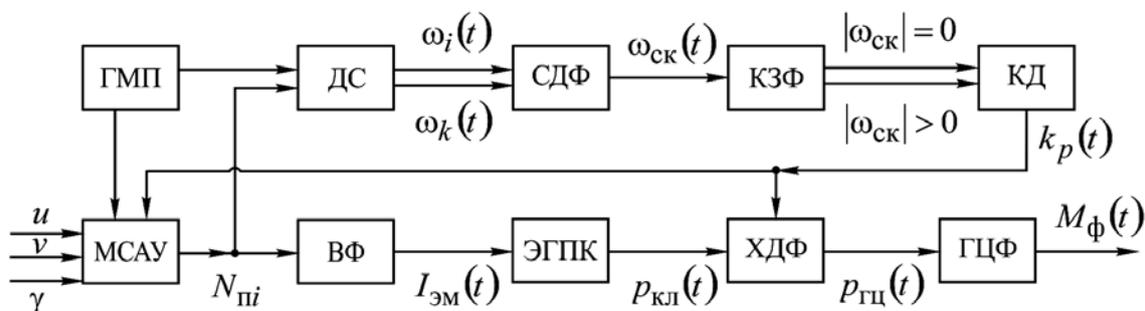


Рис. 1. Функциональная схема управления давлением включения фрикциона

В контроллер МСАУ поступают сигналы задающего воздействия водителя  $u$  (выбор режима управления), положения педали акселератора  $\gamma$  и скорости автомобиля  $v$ . На основе анализа этих сигналов определяется необходимость переключения на  $i$ -ю передачу  $N_{\Pi i}$ . Информация о включаемой передаче  $N_{\Pi i}$  передается в блок выбора фрикционов ВФ для осуществления необходимого переключения, а также в блок ДС датчиков скоростей вращения дисков этих фрикционов. В блоке ВФ формируются управляющие сигналы тока  $I_{эм}(t)$ , подаваемые на электромагниты ЭГПК включаемых фрикционов (на рис. 1 показан канал управления только одним фрикционом). ЭГПК формирует характеристику давления  $p_{кл}(t)$ , предназна-

ченную для управления фрикционом включаемой передачи.

Из блока ДС поступает информация об изменении угловых скоростей ведущих и ведомых дисков включаемого фрикциона  $\omega_i(t)$  и  $\omega_k(t)$ , на основе которой в блоке СДФ определяется текущее значение относительной скорости их скольжения  $\omega_{ск}(t)$ . В блоке КЗФ осуществляется контроль момента замыкания фрикциона: при  $|\omega_{ск}| > 0$  фрикцион буксует; при  $|\omega_{ск}| = 0$  – замкнутое состояние (закончен процесс включения передачи). Информация об изменении  $\omega_{ск}(t)$  обрабатывается в блоке корректора давления КД, на выходе которого получаем сигнал  $k_p(t)$ , характеризующий необходимую вели-

чину снижения давления  $p_{ГЦ}(t)$ , подаваемого в гидроцилиндр буксующего фрикциона (ГЦФ), по сравнению с давлением  $p_{кл}(t)$ .

Характеристика давления  $p_{ГЦ}(t) = k_p(t)p_{кл}(t)$  формируется в блоке ХДФ. Таким образом, корректор давления КД позволяет компенсировать отрицательное влияние резкого увеличения коэффициента трения фрикциона  $\mu$  в заключительной фазе его включения, согласно формуле (1). При  $|\omega_{ск}| = 0$  блок КД фиксирует замыкание фрикциона и выдает сигнал  $k_p = 1$ , отменяющий процесс корректирования давления  $p_{кл}(t)$ . В результате в гидроцилиндре будет давление  $p_{ГЦ} = p_{кл}$ , поддерживаемое ЭПК. В МСАУ поступит информация о завершении процесса переключения передачи. На основе приведенной функциональной схемы составляется алгоритм управления фрикционами, реализуемый контроллером МСАУ.

Сочетание характеристик  $p_{кл}(t)$  и  $k_p(t)$ , их взаимодействие в процессе переключения передач оказывают существенное влияние на динамические нагрузки в трансмиссии и теплонапряженность фрикционов ГМП [1].

**Цель исследования** – определение рационального сочетания параметров характеристики регулирования давле-

ния  $p_{кл}(t)$  пропорциональным клапаном ЭПК и коэффициента снижения давления  $k_p(t)$  корректором КД, обеспечивающего повышение показателей качества переходных процессов при переключении передач ГМП.

### Методика исследования

Исследования проведены на основе математической модели системы «двигатель – гидромеханическая передача – автомобиль – дорога», использованной в [3, 4]. Моделировали процесс трогания с места автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальной дороге.

В качестве критериев качества переходных процессов, обусловленных включением передачи, использованы время буксования фрикциона ГМП  $t_б$ , максимальное значение вращающего момента нагрузки на карданном валу трансмиссии  $M_{кmax}$ , удельная мощность  $P_ф$  и удельная работа  $W_ф$  буксования фрикциона.

Обычно используют линейные и кусочно-линейные характеристики давления  $p_{кл}(t)$ . Примеры таких характеристик изображены на рис. 2, а, б. Они построены за вычетом величины давления, компенсирующего усилие возвратных пружин поршня фрикциона.

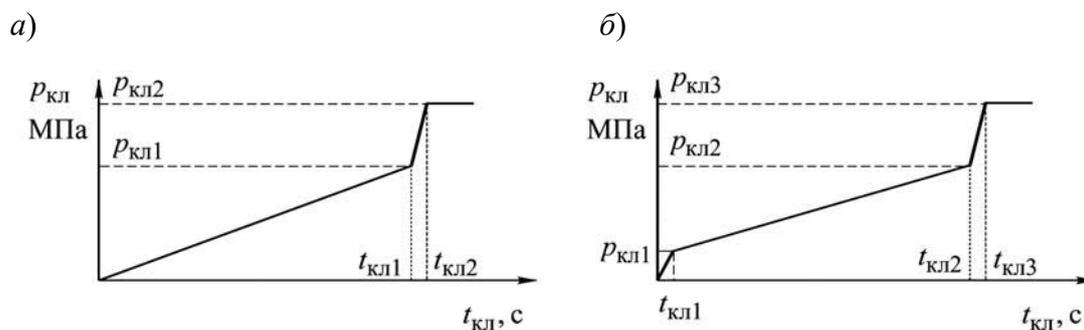


Рис. 2. Характеристики управления фрикционами ГМП: а – линейная; б – кусочно-линейная

Алгоритм вычисления кусочно-линейной характеристики давления

управления фрикционом (см. рис. 2, б) описывается выражением

$$p_{\text{кл}} = \begin{cases} k_{p1}t & \text{при } t \leq t_{\text{кл}1}; \\ p_{\text{кл}1} + k_{p2}(t - t_{\text{кл}1}) & \text{при } t_{\text{кл}1} < t \leq t_{\text{кл}2}; \\ p_{\text{кл}2} + k_{p3}(t - t_{\text{кл}2}) & \text{при } t_{\text{кл}2} < t \leq t_{\text{кл}3}; \\ p_{\text{кл}3} & \text{при } t > t_{\text{кл}3}, \end{cases} \quad (2)$$

где  $t_{\text{кл}1}$ ,  $t_{\text{кл}2}$ ,  $t_{\text{кл}3}$  – координаты точек характеристики управления по оси времени  $t$ , с;  $p_{\text{кл}1}$ ,  $p_{\text{кл}2}$ ,  $p_{\text{кл}3}$  – координаты точек по оси давления, МПа;  $k_{p1}$ ,  $k_{p2}$ ,  $k_{p3}$  – скорости нарастания давления на соответствующих участках ха-

рактеристики управления, МПа/с;  $k_{pi} = dp_{\text{кли}}/dt$ .

Линейная характеристика управления фрикционом (см. рис. 2, а) вычисляется по формуле

$$p_{\text{кл}} = \begin{cases} k_{p1}t & \text{при } t \leq t_{\text{кл}1}; \\ p_{\text{кл}1} + k_{p2}(t - t_{\text{кл}1}) & \text{при } t_{\text{кл}1} < t \leq t_{\text{кл}2}; \\ p_{\text{кл}2} & \text{при } t > t_{\text{кл}2}. \end{cases} \quad (3)$$

Для определения характеристики корректора давления КД  $k_p(t)$ , снижающего давление  $p_{\text{ГЦ}}(t)$ , подаваемого в гидроцилиндр фрикциона в заключительной фазе его буксования, предложено выражение [1]

$$k_p = 1 - k_{\omega} \exp(-k_{ep}|\omega_{\text{СК}}|), \quad (4)$$

где  $k_p$  – коэффициент коррекции давления;  $\omega_{\text{СК}}$  – относительная скорость скольжения фрикционных дисков, рад/с;  $k_{\omega}$  – максимальная величина снижения коэффициента  $k_p$  при  $\omega_{\text{СК}} = 0$ ;  $k_{ep}$  – коэффициент экспоненты.

Характеристика давления рабочей жидкости  $p_{\text{ГЦ}}(t)$ , подаваемой в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения, соответствует выражению

$$p_{\text{ГЦ}}(t) = k_p(t)p_{\text{кл}}(t). \quad (5)$$

Характеристика корректора давления  $k_p(t)$  и график изменения коэффи-

циента трения  $\mu(t)$  в процессе включения фрикциона представлены на рис. 3, а. При вычислении характеристики  $k_p(t)$  приняты следующие значения параметров:  $k_{\omega} = 0,3$ ;  $k_{ep} = 0,02$ . Графики получаемых характеристик давления  $p_{\text{ГЦ}}(t)$ , реализуемых в гидроцилиндре фрикциона при кусочно-линейной характеристике ЭГПК  $p_{\text{кл}}(t)$ , показаны на рис. 3, б, при линейной характеристике – на рис. 3, в. Согласно этим графикам, давление в гидроцилиндре  $p_{\text{ГЦ}}(t)$  в заключительной фазе буксования снижается, что позволяет компенсировать резкое возрастание коэффициента трения фрикциона и улучшить показатели качества переключения передач.

Для оценки влияния корректора давления на критерии качества переходного процесса рассмотрим графики изменения вращающего момента на карданном валу трансмиссии  $M_K$ , полученные на моделируемом режиме управления ГМП при начальной частоте

вращения двигателя  $n_d = 1200$  об/мин. На рис. 4, а и б представлены графики, соответствующие кусочно-линейной характеристике давления  $p_{кл}(t)$ , а на рис. 4, в и г – линейной характеристике. Графики «б» и «г» получены с использованием корректора давления, а графики «а» и «в» – без него. На этих же рисунках расположены графики мо-

ментов двигателя  $M_d$ , турбины гидротрансформатора  $M_T$  и коробки передач  $M_{к.п}$ . Были приняты параметры кусочно-линейной характеристики давления  $p_{кл1} = 0,1$ ;  $p_{кл2} = 0,8$ ;  $p_{кл3} = 1,236$  МПа, а линейной –  $p_{кл1} = 0,8$ ;  $p_{кл2} = 1,236$  МПа.

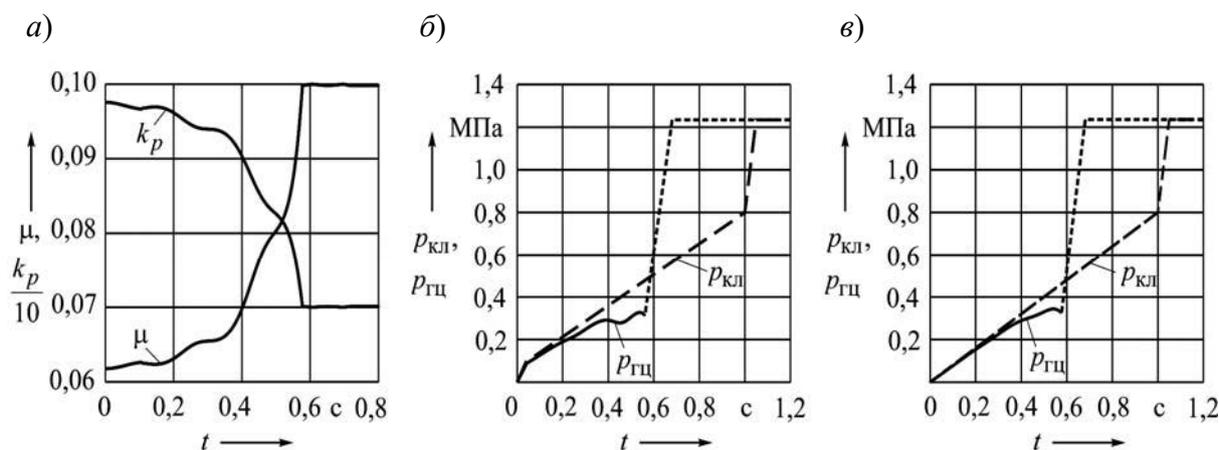


Рис. 3. Графики изменения в процессе буксования фрикциона коэффициента трения  $\mu$  и коэффициента коррекции давления  $k_p$  (а), давления гидропривода фрикциона  $p_{гц}$  при кусочно-линейной (б) и линейной (в) характеристиках управления фрикционом

Сопоставление приведенных графиков показывает, что при линейной характеристике давления  $p_{кл}(t)$  переходный процесс изменения момента  $M_k$  протекает более плавно и максимальное его значение меньше. Кусочно-линейная характеристика приводит к значительному начальному скачку момента  $M_k$ , величина которого практически пропорциональна давлению  $p_{кл1}$ , а дальнейшее протекание графика происходит с большими амплитудами колебаний. В результате возникают большие динамические нагрузки в трансмиссии, резкие толчки автомобиля при трогании с места и переключениях передач. Линейная характеристика  $p_{кл}(t)$  обеспечивает более плавное изменение

момента  $M_k$ .

Применение корректора давления, как следует из графиков на рис. 4, б, г, снижает максимальное значение момента  $M_k$  и способствует плавности его изменения.

В [1] проведен анализ причин формирования больших значений моментов  $M_k$  в трансмиссии автомобиля при включении передачи. Характер изменения графиков  $M_k$  обусловлен различием сочетания условий замыкания фрикциона: если замыкание происходит на возрастающих волнах амплитуд колебаний скоростей инерционных элементов трансмиссии  $n_{тр}$  и амплитуды момента  $M_k$ , тогда значение  $M_k$  существенно возрастает; в иных вариантах

сочетаний амплитуд этих параметров момент будет меньше.

Рассмотрим взаимосвязи моментов и частот вращения валов трансмиссии во время переключения передачи.

На рис. 5, а-г приведены графики изменения частот вращения вала двигателя-

ля  $n_d$ , турбины гидротрансформатора  $n_T$ , выходного вала коробки передач  $n_{к.п}$ , ведущих и ведомых дисков фрикциона  $n_{\phi}'$  и  $n_{\phi}''$ , соответствующие условиям получения графиков на рис. 4, а-г.

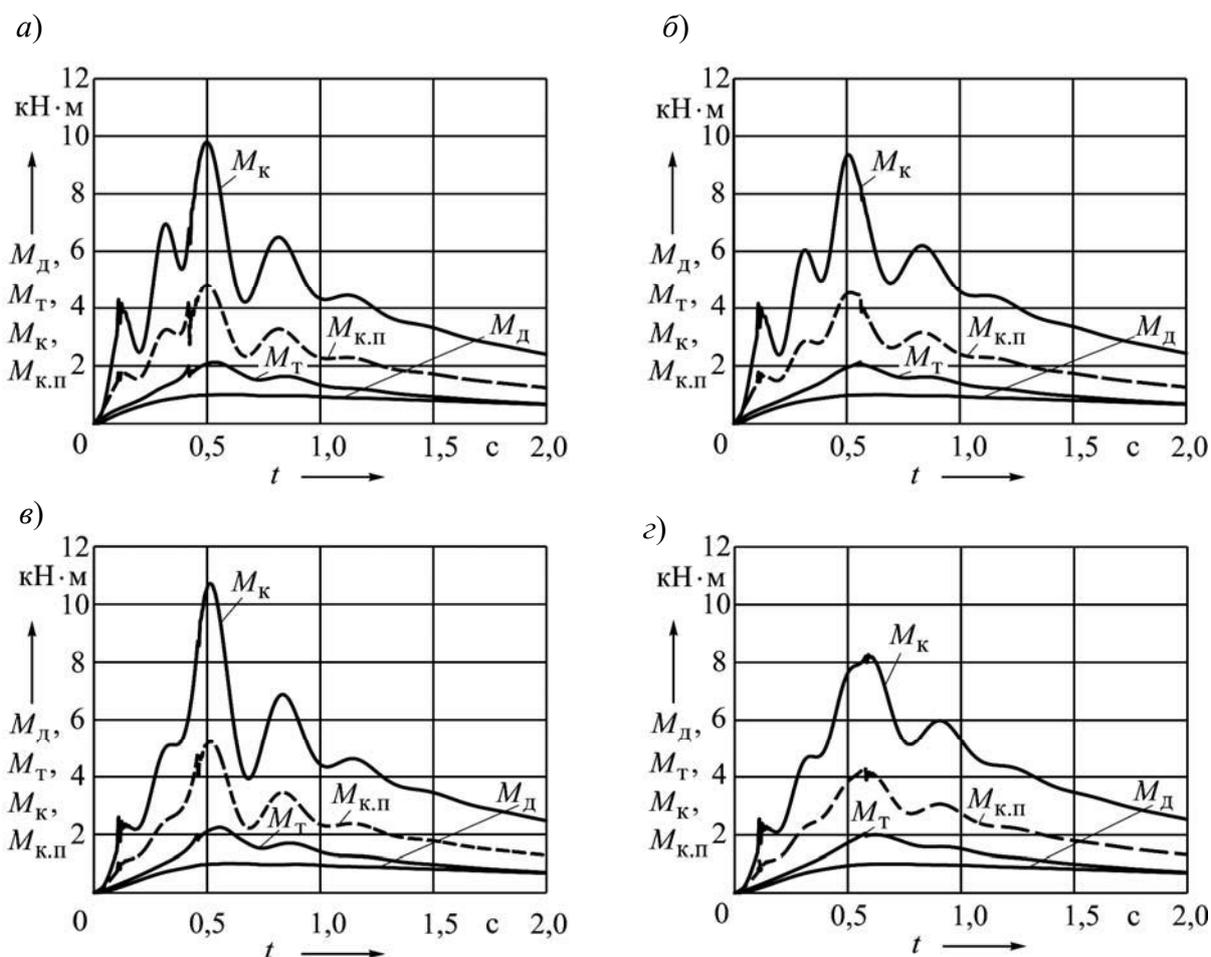


Рис. 4. Графики изменения во времени моментов двигателя  $M_d$  и на валах трансмиссии  $M_T$ ,  $M_{к.п}$  и  $M_к$  при кусочно-линейной характеристике давления без корректора (а) и с корректором (б); при линейной характеристике давления без корректора (в) и с корректором (г)

В примере на рис. 4, а оказалось, что замыкание фрикциона произошло на начальном участке возрастающей амплитуды момента, что обеспечило сравнительно небольшое пиковое значение момента  $M_к$ . На рис. 4, в ситуация оказалась иной: замыкание фрикци-

она произошло на взлете амплитуды момента  $M_к$ , в результате его пиковое значение оказалось больше, чем в предыдущем случае.

Рассмотрим влияние характеристик управления фрикционом на удельную мощность буксования фрикциона.

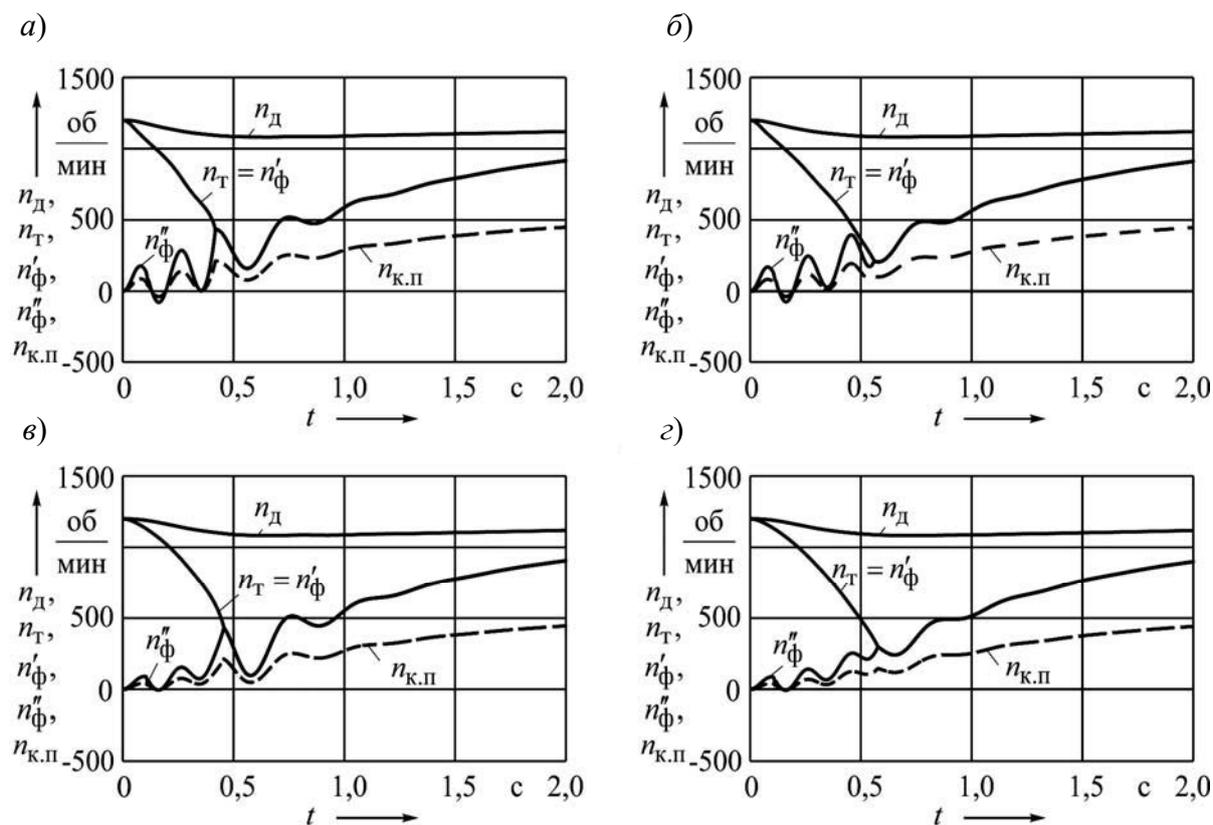


Рис. 5. Изменение во времени частот вращения двигателя  $n_d$  и валов трансмиссии  $n_T$  и  $n_{к.п}$  при различных характеристиках управления фрикционом, соответствующим графикам на рис. 4

На рис. 6, а–г приведены графики удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$ , соответствующие тем же условиям, что и графики на рис. 4, а–г. При кусочно-линейной характеристике  $p_{кл}(t)$  график  $P_{\phi}$  также имеет колебательный характер (см. рис. 6, а, б). Линейная характеристика давления обеспечивает плавное изменение графика  $P_{\phi}$  (см. рис. 6, в, г), что способствует снижению градиента температуры фрикционных дисков и повышает их устойчивость против коробления [5].

Рассмотрим влияние параметров  $p_{кл1}$  и  $p_{кл2}$  на  $M_K$  и  $P_{\phi}$ . На рис. 7, а отображены зависимости  $M_K$  от давления  $p_{кл1}$ , а на рис. 7, б – от  $p_{кл2}$  кусочно-линейной характеристики дав-

ления  $p_{кл}(t)$  при двух значениях частоты вращения двигателя  $n_d = 1200$  и  $n_d = 1500$  об/мин.

Сплошными линиями на рис. 7 и 8 изображены графики, полученные без корректора давления, а штриховыми – с корректором.

Представленные графики имеют сложный неоднозначный характер и отображаются ломаными линиями с подъемами и падениями по мере возрастания давлений  $p_{кл1}$  и  $p_{кл2}$ . Аналогичный вид имеют зависимости  $M_K$  от  $p_{кл1}$  при линейной характеристике давления, приведенные на рис. 7, в. Однако в этом случае значения моментов  $M_K$  получаются гораздо меньшие, чем при кусочно-линейной характеристике управ-

ления давлением  $p_{кл}(t)$ . Причиной является различие сочетания условий за-

мыкания фрикциона (пояснение изложено выше).

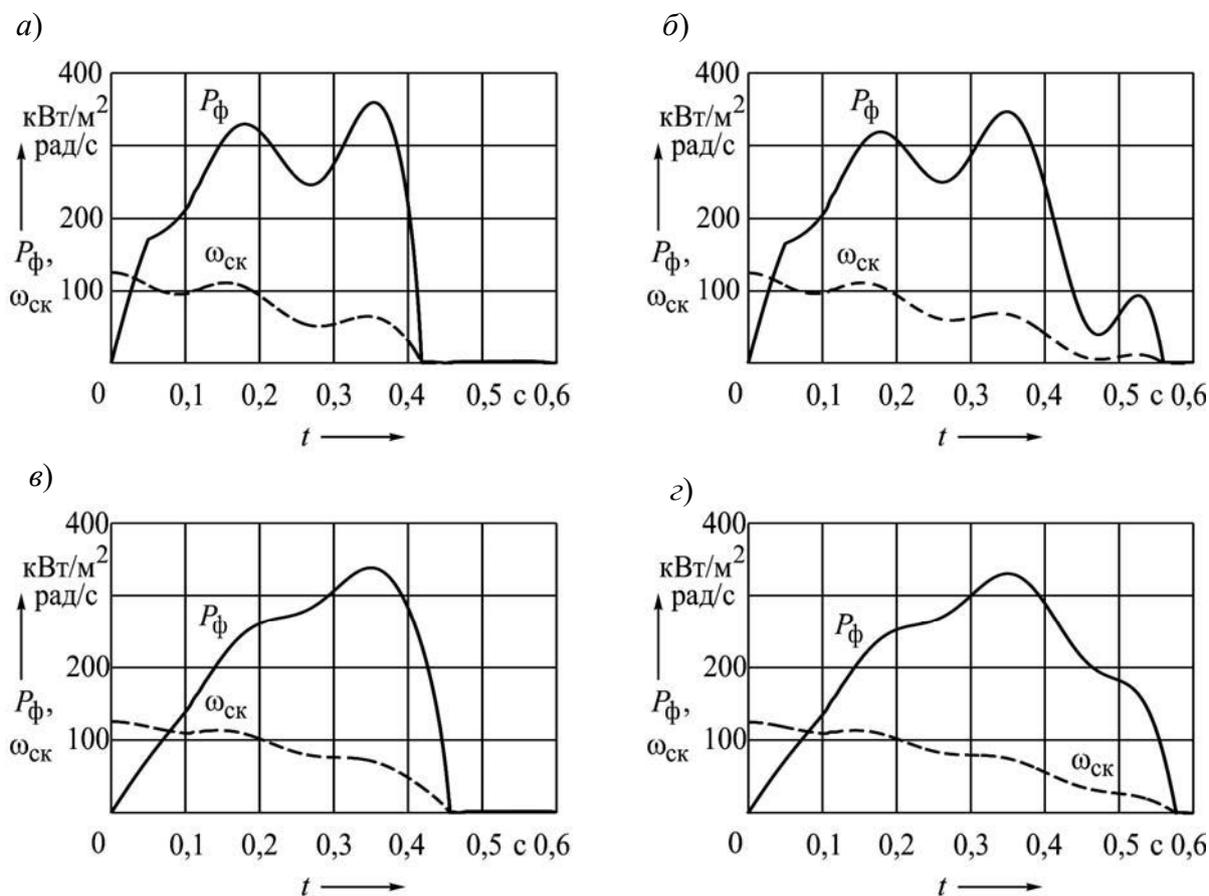


Рис. 6. Графики удельной мощности буксования фрикциона  $P_\phi$ , полученные при тех же условиях, что и графики на рис. 4

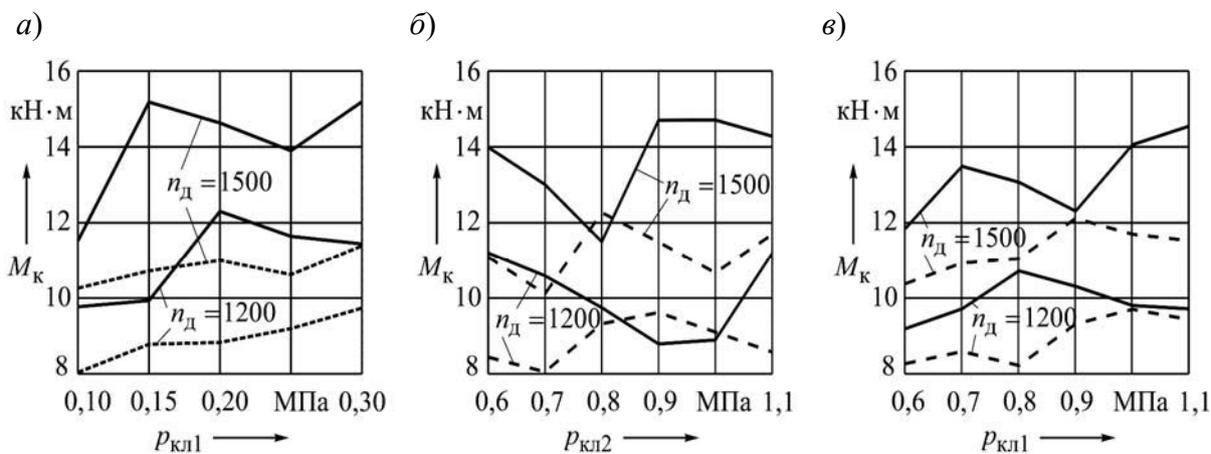


Рис. 7. Графики зависимостей момента нагрузки трансмиссии  $M_k$  при включении передачи от параметров характеристик давления

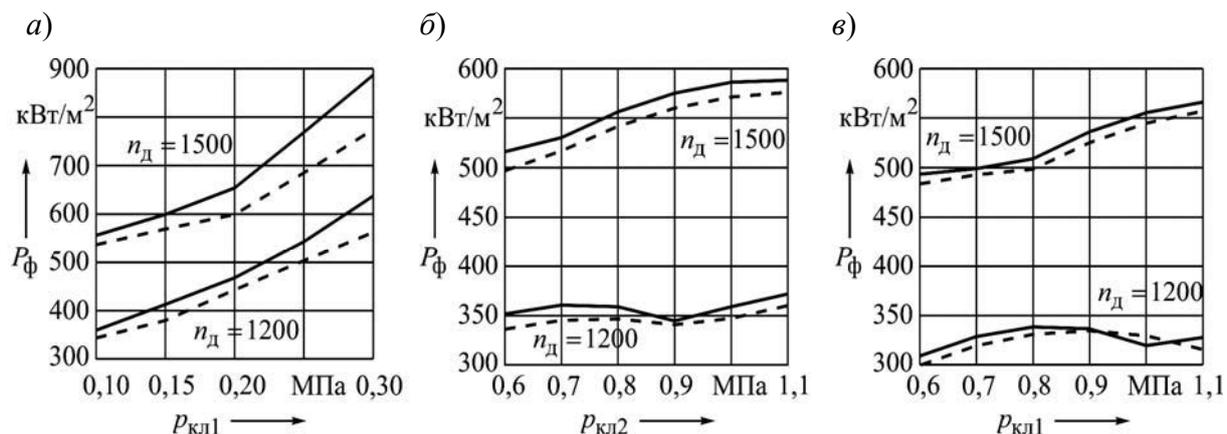


Рис. 8. Зависимости удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$  при включении передачи от параметров характеристики давления

Графики на рис. 7, а–в также отражают значительное влияние на снижение  $M_K$  применение корректора давления (штриховые линии).

Графики изменения удельной мощности буксования фрикциона  $P_{\phi}$  в этих же условиях носят плавный характер (см. рис. 8, а–в). Как видно из рис. 8, а, начальный скачок давления  $p_{кл1}$  кусочно-линейной характеристики приводит к значительному увеличению  $P_{\phi}$ . При линейной характеристике давления

(см. рис. 8, в) значения  $P_{\phi}$  оказываются ниже, чем при кусочно-линейной.

На рис. 9, а–в приведены графики, отображающие зависимости момента  $M_K$ , удельной мощности  $P_{\phi}$  и удельной работы буксования фрикциона  $W_{\phi}$  от коэффициента экспоненты  $k_{ep}$  корректора давления при линейной характеристике  $p_{кл}(t)$  и различных значениях конечного давления  $p_{кл1}$ .

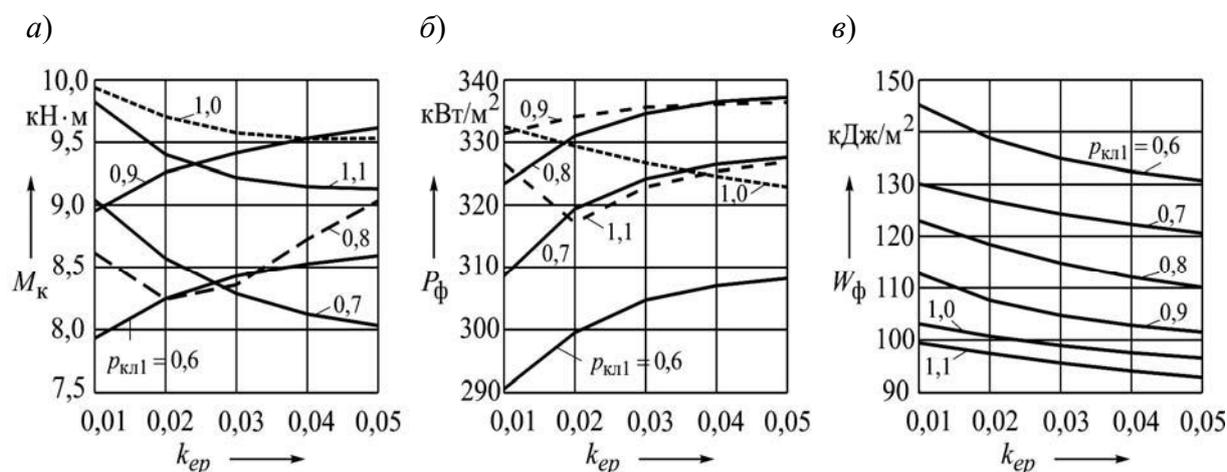


Рис. 9. Зависимости момента нагрузки трансмиссии  $M_K$ , удельной мощности  $P_{\phi}$  и удельной работы буксования  $W_{\phi}$  от параметров характеристики управления давлением фрикциона

Из приведенных графиков видна высокая зависимость оценочных критериев нагрузочного режима фрикциона  $M_k$ ,  $P_f$  и  $W_f$  от параметров характеристики управления им. Оценим вначале влияние параметра  $p_{кл1}$ . С увеличением  $p_{кл1}$  значения  $M_k$  и  $P_f$  возрастают, а  $W_f$  снижается. Снижение  $W_f$  обусловлено сокращением времени буксования фрикциона при повышении давления  $p_{кл1}$ . Значение  $p_{кл1}$  выбирают из условия ограничения времени буксования фрикциона в пределах  $t_6 = 0,6 \dots 0,8$  с. В связи с этим величина  $p_{кл1}$  должна быть переменной, зависящей от уровня загрузки автомобиля и дорожных условий.

Значения оценочных критериев  $M_k$ ,  $P_f$  и  $W_f$  также зависят от параметров корректора давления  $k_{ep}$  и  $k_{\omega}$ . С увеличением  $k_{ep}$  момент нагрузки трансмиссии  $M_k$  и удельная работа буксования  $W_f$  снижаются, а удельная мощность буксования  $P_f$  возрастает. Для исследуемого объекта приемлемое значение  $k_{ep}$  находится в пределах  $0,02 \dots 0,03$ .

Значение параметра  $k_{\omega}$  формулы (4) можно принять из условия компенсации разности между значениями коэффициента трения  $\mu_k$  и  $\mu_0$ . В анализируемом примере было принято  $k_{\omega} = 0,3$ .

## Заключение

1. На основе математического моделирования выполнены исследования по оценке влияния параметров характеристик управления фрикционами гидромеханической передачи на критерии качества переходного процесса при трогании автомобиля с места. Рассмотрены кусочно-линейная и линейная характеристики гидропривода управления фрикционами при переменном коэффициенте трения в процессе буксования фрикциона, характерном для металлической пары трения.

2. Показано, что интенсивный подъем давления на начальном участке кусочно-линейной характеристики в совокупности с практически двукратным увеличением коэффициента трения в заключительной фазе буксования фрикциона представляют собой основные причины больших динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля.

3. При линейной характеристике управления давлением амплитуды колебаний скоростей и ускорений масс трансмиссии существенно меньше, чем при кусочно-линейной, поэтому и динамические нагрузки меньше. Удельная мощность и работа буксования фрикциона также оказываются ниже.

4. Компенсацию отрицательного влияния переменного коэффициента трения можно обеспечить посредством корректировки давления характеристики управления. Предложена математическая модель корректора давления и функциональная схема ее реализации, на основе которой можно составить алгоритм и программу работы контроллера МСАУ по управлению фрикционами в процессе переключения передач.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Влияние характеристик управления фрикционами гидромеханической передачи на показатели эффективности их функционирования / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Автомобильная промышленность. – 2020. – № 11. – С. 4–11.
2. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин: монография / Н. Н. Горбатенко [и др.]; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.

3. **Тарасик, В. П.** Переключение передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 8. – С. 12–20.

4. **Тарасик, В. П.** Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Грузовик. – 2016. – № 6. – С. 3–12.

5. **Тарасик, В. П.** Математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах переключения передач трансмиссии / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 9. – С. 15–21.

*Статья сдана в редакцию 14 мая 2021 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.  
Phone: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

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