

УДК 629.3.064.3

В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В. С. Савицкий

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

UDC 629.3.064.3

V. P. Tarasik, N. N. Gorbatenko, V. S. Savitsky

INVESTIGATION OF THE CHARACTERISTICS OF ELECTROHYDRAULIC PROPORTIONAL VALVES

Аннотация

Приведены типовые конструкции двухступенчатых электрогидравлических пропорциональных клапанов, применяемых в мехатронных системах автоматического управления. Проведен анализ влияния параметров шариковых клапанов на их рабочие характеристики. Изложены результаты экспериментальных исследований созданного авторами пропорционального клапана для карьерных самосвалов БелАЗ.

Ключевые слова:

электрогидравлический пропорциональный клапан, шариковый пилотный клапан, гидромеханическая передача, фрикцион, мехатронная система автоматического управления.

Abstract

The paper presents the typical designs of two-stage electrohydraulic proportional valves used in mechatronic systems for automatic control of gear change in hydromechanical transmissions. Emphasis is placed on the analysis of physical properties of ball pilot valves with the evaluation of their advantages and disadvantages compared to slide valves. The influence of the parameters of ball valves on their performance is analyzed. The results of the experimental investigation of an electrohydraulic proportional valve for BelAZ quarry dump trucks developed by the authors are given.

Key words:

electrohydraulic proportional valve, ball pilot-operated valve, hydromechanical transmission, friction clutch, mechatronic system of automatic control, microprocessor controller, quarry dump truck.

В системах автоматического управления различными механизмами мобильных машин широкое применение получили электрогидравлические пропорциональные клапаны. Электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК) состоит из пропорционального электромагнита и гидравлического клапана. Пропорциональный электромагнит позволяет получить линейную зависимость между развиваемым им усилием $F_{Э.М}$ и величиной тока $I_{Э.М}$ в его обмотке. Управление током $I_{Э.М}$ в мехатронных системах автоматического

управления осуществляется посредством широтно-импульсных модуляторов (ШИМ), встроенных в микропроцессорный контроллер системы управления. Значение $I_{Э.М}$ зависит от скажности выходного сигнала ШИМ.

Развиваемое усилие $F_{Э.М}$ электромагнита сравнительно невелико, обычно не превышает 30...40 Н, поэтому при необходимости получения значительного выходного сигнала ЭГПК гидравлические клапаны часто выполняют двухступенчатыми. В этом случае совокупность пропорционального электромаг-

нита и первой ступени гидравлического клапана представляет собой регулятор давления, на выходе которого формируется гидравлический управляющий сигнал давления $p_{уп}$, подаваемый на вход второй ступени. Регулятор давления обеспечивает линейную зависимость управляющего сигнала $p_{уп}$ от величины тока $I_{э.м}$.

Вторая ступень ЭГПК осуществляет усиление мощности поступающего на него сигнала $p_{уп}$, формируя на его выходе более мощный сигнал выходного давления $p_{вых}$, подаваемый на орган управления, и выполняет функции гидрораспределителя, соединяя выходной канал гидроклапана второй ступени либо с источником питания – гидронасосом, либо со сливом. Зависимость выходного сигнала $p_{вых}$ от тока $I_{э.м}$ также линейная, что дает возможность сравнительно просто создавать высокоэффективные алгоритмы управления механизмами мобильных машин. В частности, ЭГПК получили широкое применение в системах управления автоматическими трансмиссиями различных машин [1, 2, 4]. Первую ступень ЭГПК называют пилотным клапаном, а вторую – регулятором-распределителем.

Существует множество конструкций ЭГПК, различающихся исполнением пилотного клапана и регулятора-распределителя. На рис. 1 и 2 показаны наиболее часто используемые конструктивные схемы. В качестве пилотного клапана используют золотниковый или шариковый гидроклапан.

На рис. 1 представлена конструкция регулятора давления с золотниковым пилотным клапаном модели MHDRE 02K фирмы «Бош Рэксрот» (Bosch Rexroth) (ФРГ), состоящего из пропорционального электромагнита 1 и золотникового клапана 2. На вход 5 регулятора давления подается рабочая жидкость из главной масляной магистрали под давлением $p_{гл}$. Управляющий сигнал давления $p_{уп}$ формируется клапаном в полости управления 4, связанной с входом регулятора-распределителя. При отсутствии управляющего сигнала на выходе ШИМ ток в обмотке электромагнита $I_{э.м} = 0$, поэтому $F_{э.м} = 0$, а золотник занимает положение, показанное на рис. 1. При этом полость управления 4 через канал 3 и отверстие 7 соединена со сливом, входной канал 5 перекрыт и управляющее давление $p_{уп}$ равно 0.

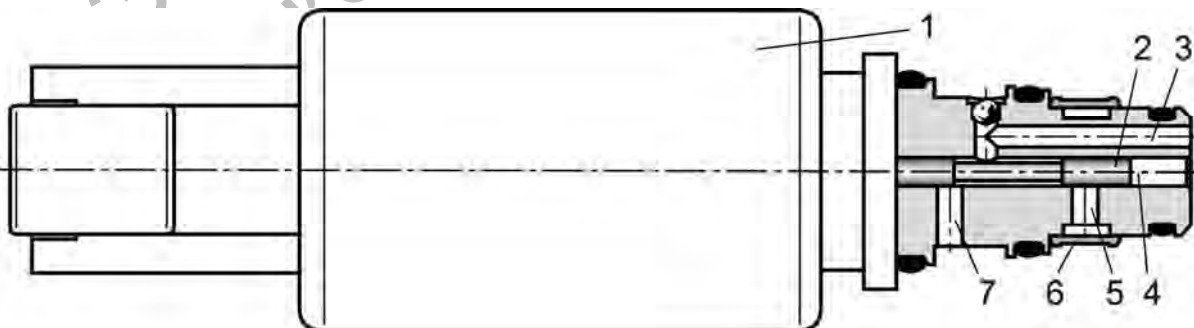


Рис. 1. Регулятор давления с золотниковым клапаном

При подаче тока в обмотку электромагнита на его якоре возникает усилие $F_{\text{э.м}} = kI_{\text{э.м}}$, перемещающее золотник вправо, перекрывая слив 7 и соединяя канал 5 подачи с полостью управления 4 через канал 3. Давление в полости управления определяется усилием $F_{\text{э.м}}$, развиваемым электромагнитом.

$$p_{\text{уп}} = \frac{F_{\text{э.м}} - F_{\text{пр}}}{A_{\text{р.д}}}, \quad (1)$$

где $p_{\text{уп}}$ – управляющий сигнал регулятора давления, Па; $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины регулятора давления, Н; $A_{\text{р.д}}$ – площадь дросселирующего пояска золотника, м².

В процессе регулирования давления $p_{\text{уп}}$ золотник 2 осуществляет осциллирующие движения в среднем положении, попеременно приоткрывая и прикрывая отверстия 5 и 7. Недостатком золотникового клапана является его склонность к засорению продуктами износа, находящимися в масле. На входе в золотниковый клапан устанавливается фильтр 6, однако он не в состоянии полностью исключить попадание твердых частиц в полость клапана.

Значительно менее чувствительны к засорению шариковые гидроклапаны. Рассмотрим конструктивные особенности ЭГПК с пилотным клапаном шарикового типа.

На рис. 2, а показана конструкция ЭГПК фирмы «Катэрипиллар» (Caterpillar) (США), используемого для автоматического управления переключением передач в гидромеханической трансмиссии, а на рис. 2, б – фирмы «Коматрол» (Comatrol) (Италия). Приведенные технические решения имеют практически одинаковое исполнение пилотных клапанов, но различаются конструкцией второй ступени.

Рассмотрим устройство пилотного клапана. Шариковый пилотный клапан состоит из шарикового затвора 4, седла

клапана 5 и отверстия 6, соединяющего клапан с полостью управления 7 регулятором-распределителем. Управление давлением $p_{\text{уп}}$ в этой полости осуществляет регулятор давления, в который входят пропорциональный электромагнит 1 и шариковый пилотный клапан. При подаче тока в обмотку электромагнита воздействие на шариковый затвор пилотного клапана с левой стороны оказывает усилие электромагнита, передаваемое через его якорь 2 и шток 3, а с правой стороны на него действует усилие давления жидкости в полости управления 7. Эта полость через дроссели 8 и 13 постоянно соединена с каналом 14 подвода рабочей жидкости из главной масляной магистрали под давлением $p_{\text{гл}}$.

В выключенном состоянии ЭГПК якорь электромагнита 2 и его шток 3 находятся в крайнем левом положении. Шарик 4 выкатывается влево до упора в шток 3 под действием потока жидкости, поступающей через открытое отверстие 6 и далее через отверстия 18 и 17 в сливной канал 16. Расход жидкости на слив в основном определяется диаметрами дросселей 8 и 13. В полости управления 7 при этом поддерживается некоторая величина давления, определяемая площадью дросселя, образуемого шариковым клапаном.

Для включения передачи в трансмиссии, управляемой ЭГПК, на обмотку электромагнита подается напряжение и реализуется характеристика изменения во времени величины тока в обмотке, управляемой посредством ШИМ, а следовательно, и усилия $F_{\text{э.м}}$, развиваемого электромагнитом. В результате происходит регулирование давления $p_{\text{уп}}$ в полости управления 7, а на его основе посредством регулятора-распределителя формируется выходное управляемое давление ЭГПК $p_{\text{вых}}$ в выходном канале 15. Давление в полости управления $p_{\text{уп}}$ возрастает вследствие перемеще-

ния шарика вправо и уменьшения площади дросселя, образуемого между ша-

риком 4 и его седлом 5.

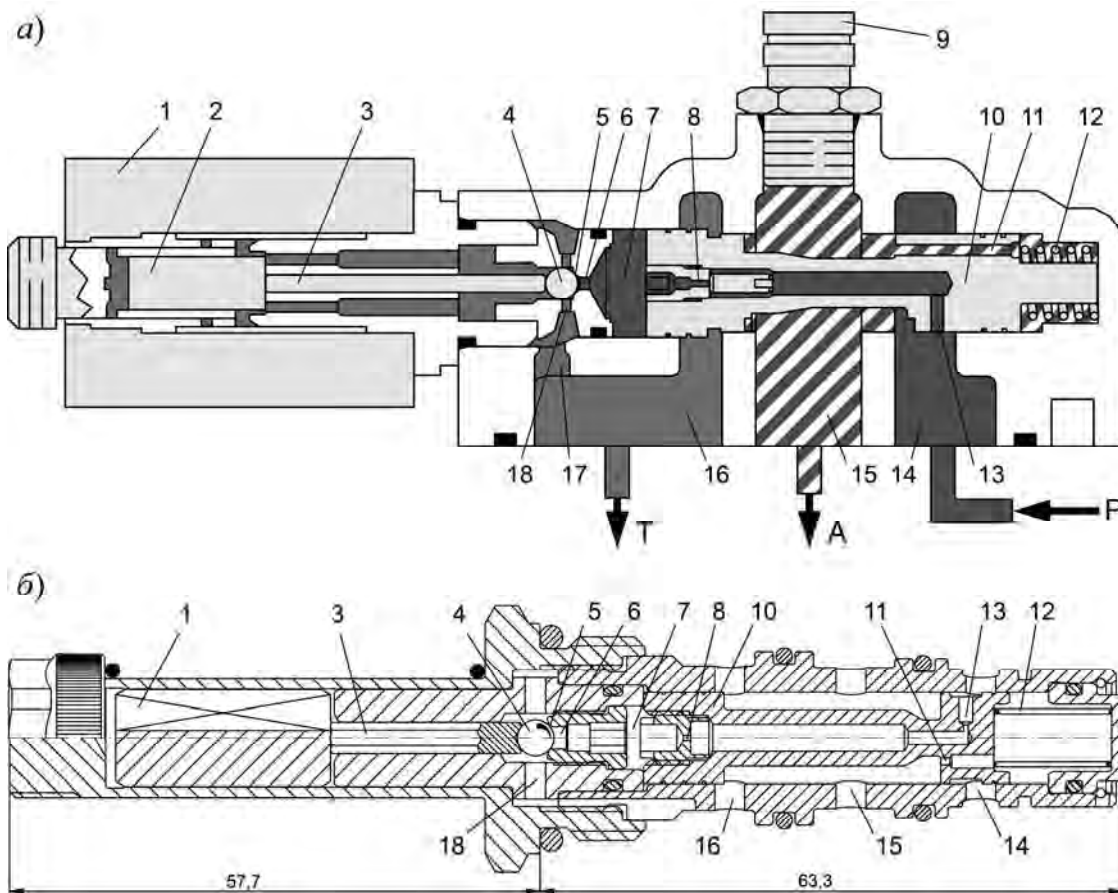


Рис. 2. Конструкции ЭГПК с шариковыми пилотными клапанами

Давления в каналах ЭГПК связаны между собой системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} -\frac{A_{др2}^2}{A_{др1}^2} p_{уп} + \left(1 + \frac{A_{др2}^2}{A_{др1}^2}\right) p_{к.д} &= p_{гл}; \\ \frac{A_{ш.к}^2}{A_{др1}^2} p_{уп} + p_{к.д} &= p_{гл}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где $p_{гл}$ – давление в главной масляной магистрали, Па; $p_{уп}$ – давление в полости управления, Па; $p_{к.д}$ – давление в канале дросселей 13 и 8, Па; $A_{др1}$ – площадь первого дросселя 13, м²; $A_{др2}$ –

площадь второго дросселя 8, м²; $A_{ш.к}$ – площадь дросселя, образуемого шариковым клапаном, м².

Площадь дросселя $A_{ш.к}$ зависит от перемещения шарика h и определяется по формулам:

$$A_{ш.к} = \frac{\pi d_c}{2} \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{4D^2(h)}\right) D(h); \quad (3)$$

$$D(h) = \sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{ш}^2 - d_c^2}{4}} + h\right)^2 + \frac{d_c^2}{4}}, \quad (4)$$

где d_c – диаметр седла шарикового клапана, м; $d_{ш}$ – диаметр шарика, м;

$D(h)$ – функция перемещения шарика, м; h – перемещение шарика, м ($h = 0$ – при закрытом шариковом клапане; $h > 0$ – при открытом клапане).

Расход рабочей жидкости на слив через шариковый клапан вычисляется по формуле

$$Q_{\text{ш.к}} = CA_{\text{ш.к}} \sqrt{\frac{2p_{\text{уп}}}{\rho}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{ш.к}}$ – расход рабочей жидкости, м³/с; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; C – коэффициент расхода дросселя.

Регулятор-распределитель (см. рис. 2, а и б) представляет собой золотниковый дросселирующий гидроклапан. Основными его элементами являются золотник 10 и пружина 12. В золотнике выполнены дроссели 13 и 8 шарикового пилотного клапана и дроссель 11, через который осуществляется обратная связь регулятора-распределителя по выходному сигналу $p_{\text{вых}}$. Кроме того, дроссель 11 обеспечивает демпфирование колебаний золотника.

В исходном состоянии ЭГПК, соответствующем обесточенному электромагниту, золотник 10 регулятора-распределителя находится в крайнем левом положении, соединяя отверстие 15 подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона с отверстием слива 16 (см. рис. 2, б). В процессе регулирования давления на выходе регулятора-распределителя $p_{\text{вых}}$ кромки левого и правого поясков золотника должны находиться в режиме дросселирования, поддерживая получение заданной характеристики давления $p_{\text{вых}} = f(t)$ в процессе буксования фрикциона. После замыкания фрикциона гидромеханической передачи, т. е. после завершения переключения передачи, золотник должен переместиться в крайнее правое положение, надежно соединив между собой канал подвода рабочей жидкости к ЭГПК 14 с каналом подачи в гидроци-

линдр фрикциона 15 (см. рис. 2, а).

Регулятор-распределитель может выполняться с дифференциальным (см. рис. 2, а) или с линейным золотником (см. рис. 2, б). При управлении включением соответствующего фрикциона гидромеханической передачи дифференциальный золотник позволяет рационально использовать весь диапазон рабочего давления $p_{\text{гл}}$ главной магистрали, вплоть до номинального значения $p_{\text{гл.ном}}$. В этом случае снижаются затраты мощности на привод масляных насосов. При использовании линейного золотника давление на выходе регулятора-распределителя будет ниже номинального, что потребует повышения номинальной величины давления $p_{\text{гл.ном}}$ в масляной магистрали гидромеханической передачи.

Из условия статического равновесия золотника регулятора-распределителя получаем следующее уравнение:

$$p_{\text{вых}} = \frac{A_{\text{уп}}}{A_{\text{пр}}} p_{\text{уп}} - \frac{F_{\text{пр}}}{A_{\text{пр}}}, \quad (6)$$

где $A_{\text{уп}}$ – площадь торца золотника со стороны полости управления, м²; $A_{\text{пр}}$ – площадь торца золотника со стороны пружины, м²; $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины регулятора-распределителя, Н.

У дифференциального золотника $A_{\text{уп}} > A_{\text{пр}}$, поэтому можно подобрать требуемое соотношение между давлениями $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{уп}}$. У линейного золотника $A_{\text{уп}} = A_{\text{пр}}$, а $p_{\text{вых}}$ всегда меньше $p_{\text{уп}}$. В результате золотник будет постоянно находиться в состоянии дросселирования канала управления 15 и канала слива 16. Поскольку золотниковый клапан регулятора-распределителя обычно выполняют с отрицательным перекрытием, он будет постоянно сливать некоторое количество жидкости,

снижая при этом главное давление $p_{ГЛ}$, что может создать проблему формирования необходимой характеристики управляющего давления $p_{УП}$ и эффективного управления выходным давлением $p_{ВЫХ}$. Отмеченные свойства линейного золотника являются недостатком такого ЭПК.

Рассмотрим подробнее характеристики шарикового пилотного клапана. Определим вначале влияние диаметра шарика на параметры характеристик управления. Диаметр шарика $d_{Ш}$ должен быть согласован с диаметром седла кла-

пана d_c . Выбор соотношений между ними рекомендуется осуществлять из условия получения необходимого угла наклона α линии, проведенной через центр шарика и точку его контакта с седлом в закрытом состоянии клапана, относительно оси отверстия б (см. рис. 2, а и б). Рекомендуется принимать значение этого угла в пределах $\alpha = 38...40$ град.

На рис. 3 представлены основные характеристики шарикового пилотного клапана при различных значениях диаметра шарика.

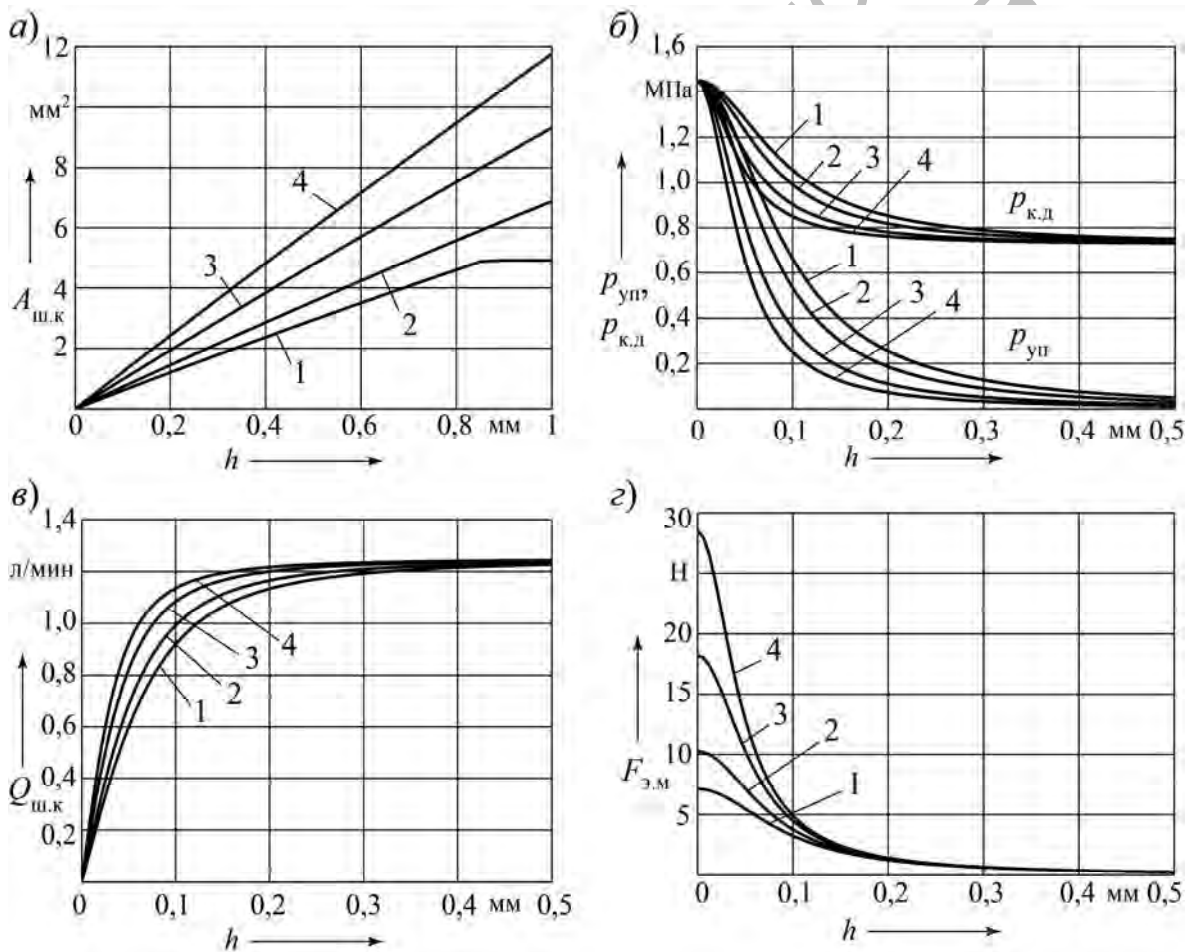


Рис. 3. Характеристики шарикового пилотного клапана при различных размерах шарикового затвора: 1 - $d_{Ш} = 3,969$ мм; $d_c = 2,5$ мм; 2 - $d_{Ш} = 4,763$ мм; $d_c = 3$ мм; 3 - $d_{Ш} = 6,350$ мм; $d_c = 4$ мм; 4 - $d_{Ш} = 7,938$ мм; $d_c = 5$ мм

Зависимость площади дросселя $A_{ш.к}$, образуемого шариковым клапаном, от перемещения шарика h показана на рис. 3, а. Для исследований характеристик шарикового пилотного клапана приняты четыре варианта его параметров. Во всех вариантах $\alpha = 39$ град. В вариантах 1 и 2 при соответствующих значениях h наступает ограничение на увеличение площади проходного сечения шарикового клапана $A_{ш.к}$, накладываемое диаметром отверстия седла клапана d_c . Поэтому принималось условие $A_{ш.к} \leq A_c$, где A_c – площадь отверстия седла клапана. При расчетах приняты одинаковые диаметры дросселей 13 и 8 (см. рис. 2, а и б) в канале подвода рабочей жидкости к шариковому клапану $d_{др1} = d_{др2} = 1$ мм, номинальное значение давления в главной масляной магистрали $p_{гл.ном} = 1,45$ МПа.

На рис. 3, б приведены графики зависимостей давления в полости управления $p_{уп}$ и давления в канале между дросселями $p_{к.д}$ от перемещения шарика h . С возрастанием h , что соответствует увеличению открытия шарикового клапана, значение $p_{уп}$ во всех рассматриваемых вариантах стремится к некоторому минимуму, близкому к нулю, а значение $p_{к.д}$ приближается к $0,5 p_{гл.ном}$. При уменьшении h значения $p_{уп}$ и $p_{к.д}$ устремляются к $p_{гл.ном}$. Чем меньше диаметр шарика, тем более плавное изменение давления в полости управления $p_{уп}$ и более широкий диапазон его регулирования с изменением h .

На рис. 3, в показаны характеристики расхода рабочей жидкости $Q_{ш.к}$, поступающей на слив через шариковый клапан в зависимости от перемещения шарика h . С увеличением h для всех вариантов диаметра шарика получается почти одинаковое предельное значение $Q_{ш.к}$. В выключенном состоянии шарикового клапа-

на исходное значение h выбирается обычно в пределах 0,7...1,0 мм. При диаметрах дросселей $d_{др1} = d_{др2} = 1$ мм получаем $Q_{ш.к} = 1,25$ л/мин. В процессе регулирования давления при изменении h расход на слив $Q_{ш.к}$ при одинаковых значениях регулируемого давления $p_{уп}$ также оказывается практически одинаковым, что видно из сопоставления графиков на рис. 3, б и в. Так, например, при $p_{уп} = 0,8$ МПа (см. рис. 3, б) для клапана с шариком $d_{ш} = 4,763$ мм получаем $h = 0,06875$ мм, $Q_{ш.к} = 0,8365$ л/мин, а для клапана с шариком $d_{ш} = 7,938$ мм – $h = 0,04063$ мм, $Q_{ш.к} = 0,8306$ л/мин.

Однако диаметр шарика оказывает непосредственное влияние на величину необходимого усилия электромагнита. На рис. 3, г представлены графики зависимостей усилий электромагнита $F_{э.м}$ от перемещения шарика h для рассматриваемых вариантов диаметра шарика. Увеличение диаметра шарика приводит к необходимости увеличения усилия электромагнита.

Для оценки влияния диаметров дросселей $d_{др1}$ и $d_{др2}$, располагаемых в канале подачи рабочей жидкости к пилотному шариковому клапану, использован вариант с шариком $d_{ш} = 4,763$ мм и диаметром седла $d_c = 3$ мм и проведено варьирование величинами $d_{др1}$ и $d_{др2}$ в пределах от 0,4 до 1,6 мм с шагом 0,2 мм. При этом принималось условие $d_{др1} = d_{др2} = d_{др}$. На рис. 4, а представлены графики зависимостей давления $p_{уп}$ от перемещения шарика h при различных значениях $d_{др}$, а на рис. 4, б – соответствующие им графики изменения расхода рабочей жидкости на слив $Q_{ш.к}$.

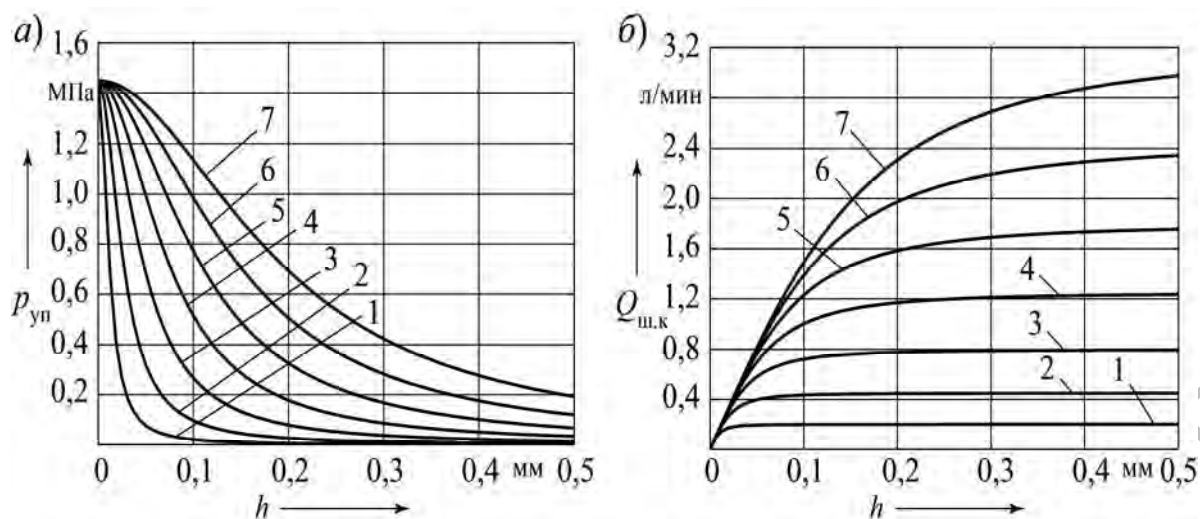


Рис. 4. Влияние диаметров дросселей на характеристики изменения управляющего давления $p_{уп}$ и расхода рабочей жидкости на слив $Q_{ш.к}$: 1 – $d_{др} = 0,4$ мм; 2 – $d_{др} = 0,6$ мм; 3 – $d_{др} = 0,8$ мм; 4 – $d_{др} = 1,0$ мм; 5 – $d_{др} = 1,2$ мм; 6 – $d_{др} = 1,4$ мм; 7 – $d_{др} = 1,6$ мм

Как видно из рис. 4, а, с увеличением диаметров дросселей происходит более плавное изменение управляющего давления $p_{уп}$ в зависимости от величины h , но при этом существенно возрастает расход рабочей жидкости на слив $Q_{ш.к}$ (см. рис. 4, б). Например, при $d_{др} = 1$ мм получаем $Q_{ш.к} = 1,234$ л/мин, а при $d_{др} = 1,2$ мм $Q_{ш.к} = 1,756$ л/мин, т. е. увеличение диаметра дросселя на 20 % приводит к возрастанию расхода на 42,3 %. Сравнение выполнено при условии $h = 0,5$ мм.

В ЭГПК фирмы «Коматрол» (Comatrol) использован шарик размером $d_{ш} = 3,975$ мм при диаметре седла $d_c = 2,5$ мм, а дроссели 13 и 8 (см. рис. 2, б) имеют размеры соответственно $d_{др1} = 0,5$ мм и $d_{др2} = 0,7$ мм. Диаметры дросселирующих шеек золотника второй ступени этого ЭГПК одинаковы и равны 10 мм. Графики характеристик этого клапана показаны на рис. 5, а–г. На рис. 5, б приведены ха-

рактеристики выходного давления $p_{вых}$, а на рис. 5, г – усилия электромагнита $F_{э,м}$ в зависимости от перемещения шарика h при усилии пружины клапана 20 Н. Поскольку этот клапан выполнен с линейным золотником, то при давлении в главной масляной магистрали гидромеханической передачи $p_{гл} = 1,45$ МПа выходное давление $p_{вых}$ окажется равным 1,195 МПа, т. е. произойдет снижение реализуемой величины давления на 17,6 %. При номинальном давлении в гидросистеме управления 2,0 МПа, характерном для многих известных гидромеханических передач, получаем $p_{вых} = 1,745$ МПа. Кроме того, этот клапан во включенном состоянии фрикциона будет находиться постоянно в режиме осцилляции относительно положения регулирования, и процесс регулирования будет сопровождаться дополнительными потерями рабочей жидкости на слив.

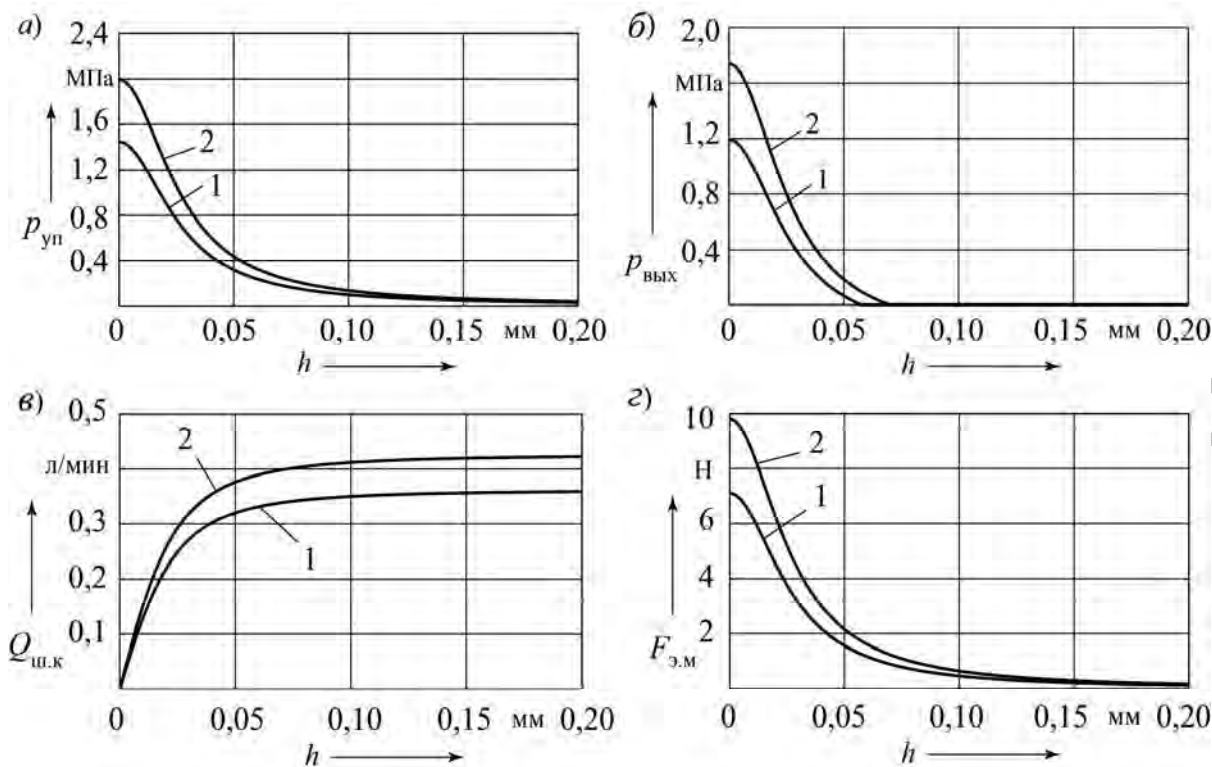


Рис. 5. Характеристики шарикового пилотного клапана фирмы «Коматрол»: 1 – при $p_{гн} = 1,45$ МПа; 2 – при $p_{гн} = 2,0$ МПа

Авторами в 2012 г. разработана конструкция ЭГПК, предназначенная для управления фрикционными гидромеханической передачи карьерных самосвалов БелАЗ. Пилотная ступень выполнена на основе шарикового клапана с диаметром шарика $d_{ш} = 7,938$ мм и диаметром седла клапана $d_c = 5$ мм, максимальное перемещение шарика $h = 1$ мм, вторая ступень ЭГПК – на основе золотникового гидроклапана с дифференциальным золотником. Диаметр пояска в полости управления $d_{уп} = 13$ мм, а диаметр пояска в полости пружины клапана $d_{пр} = 12$ мм. Усилие пружины в положении регулирования выходного давления 20,536 Н. Для отработки конструкции в проекте было предусмотрено шесть вариантов золотников. Они различались конструктивным исполнением дросселирующих щелей и различной величиной перекрытия – от отрицательно-

го до положительного.

При выборе конструктивного исполнения золотника использованы результаты исследований, изложенные в [3], согласно которым при сплошных кольцевых кромках поясков золотника в процессе его осциллирующих колебаний относительно положения регулирования происходит очень резкое изменение площади дросселирующих щелей, что вызывает возникновение больших амплитуд колебаний регулируемого давления $p_{вых}$. Поэтому на кромках золотника выполнялись различные по форме и размерам профилированные канавки, которые позволили существенно уменьшить величину открытия дросселирующих щелей в процессе осцилляции золотника. Исполненные авторами варианты исполнения этих канавок приведены в [3]. Выбор формы и размеров канавок зависит от геометрических размеров золотника. Эти реко-

мендации применимы также для пилотных золотниковых клапанов.

Изготовление ЭГПК осуществлено в экспериментальном цехе ОАО «Белорусский автомобильный завод», а пропорциональный электромагнит для него изготовлен на предприятии ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк).

Испытания созданного ЭГПК проводились в научно-исследовательской лаборатории кафедры «Автомобили» БРУ на специальном стенде, оборудованном насосной станцией и объектом управления в виде гидроцилиндра, объем рабочей полости которого незначительно отличается от объема гидроцилиндра фрикциона гидромеханической передачи. Управление осуществлялось посредством микропроцессорного контроллера модели RC2/2–21 фирмы «Бош Рэксрот» (Bosch Rexroth AG). Для получения информации об исследуемых процессах функционирования ЭГПК использовалось USB-устройство сбора данных серии 6009 компании «Нэйшионал Инструментс» (National Instruments). Осуществлялась регистрация

изменения главного давления $p_{ГЛ}$ на входе в ЭГПК, создаваемого гидростанцией, давления в полости управления $p_{уп}$, формируемого шариковым пилотным клапаном, давления на выходе из второй ступени ЭГПК $p_{вых}$ и изменения управляющего тока в обмотке пропорционального электромагнита $I_{Э.М.}$

В процессе испытаний получены статическая характеристика ЭГПК, переходные характеристики и характеристики процесса управления при имитации включения фрикциона гидромеханической передачи.

Статическая характеристика представлена на рис. 6. Она отображает зависимость формируемого выходного давления $p_{вых}$ от величины тока $I_{Э.М.}$ в обмотке электромагнита. На дополнительной оси абсцисс отложены значения управляющего давления $p_{уп}$, формируемого шариковым пилотным клапаном.

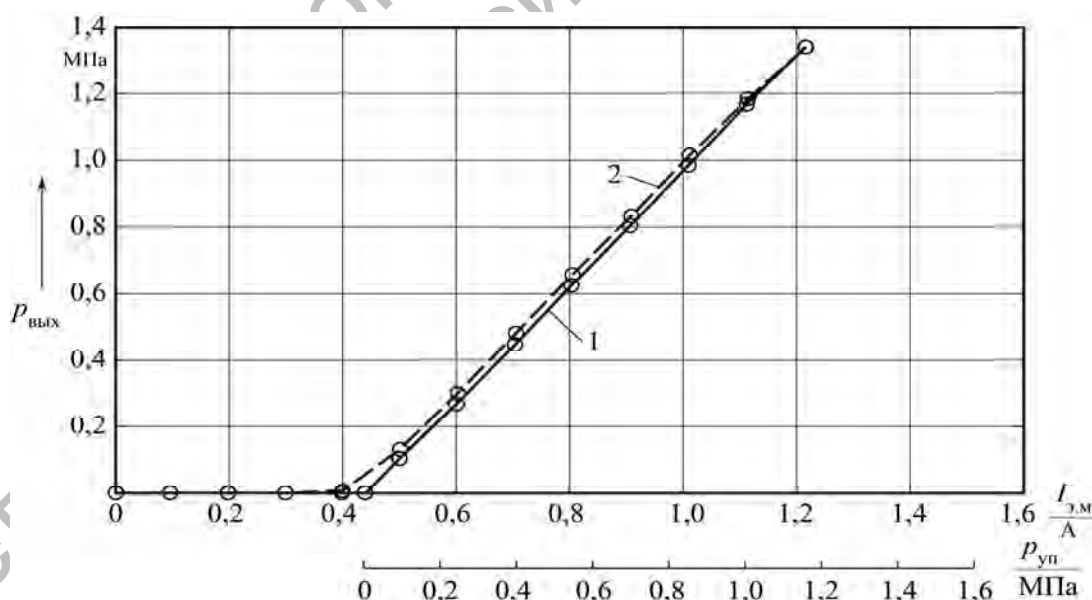


Рис. 6. Статическая характеристика ЭГПК

График 1 получен в процессе изменения тока при его повышении, а график 2 – при понижении. Расхождение этих графиков характеризует гистерезис статической характеристики. Регулирование $p_{\text{вых}}$ можно осуществлять, начиная со значения 0,5 А и до максимальной расчетной величины 1,4 А, на которую рассчитан использованный в эксперименте электромагнит. При этом выходное давление $p_{\text{вых}}$ изменяется в пределах от 0,1 до 1,4 МПа.

На рис. 7, а и б приведены переходные характеристики, полученные при скачкообразном изменении тока $I_{\text{Э.М}}$ в обмотке электромагнита. Графики на рис. 7, а соответствуют золотнику с отрицательным перекрытием дросселирующих щелей, обеспечиваемых

профилированными канавками. Величина отрицательного перекрытия составляла (-0,4) мм. На рис. 7, б приведены графики переходной характеристики при положительном перекрытии +0,8 мм. Кольцевые кромки поясков обоих золотников выполнены с положительными перекрытиями соответственно +1,3 и +2,5 мм. Из приведенных графиков видно, что при отрицательном перекрытии амплитуда всплеска управляемого выходного давления $p_{\text{вых}}$ значительно меньше, чем при положительном, и затухание колебаний происходит быстрее.

На рис. 8, а и б показаны характеристики процесса управления, полученные при тех же золотниках, что и на рис. 7, а и б.

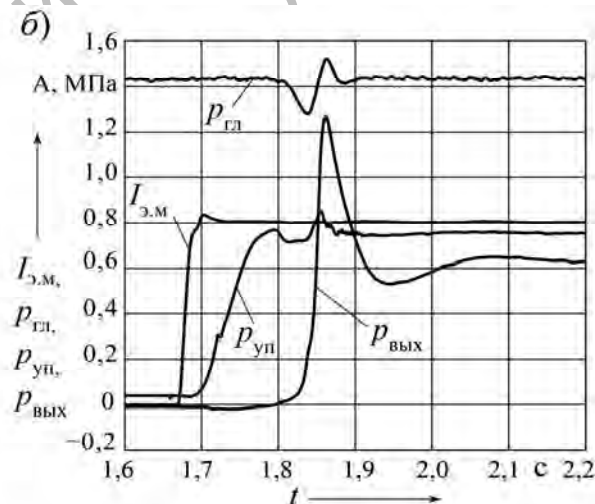
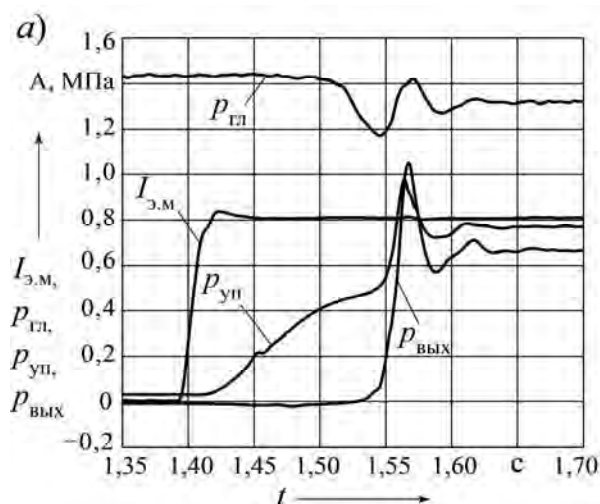


Рис. 7. Переходные характеристики ЭГПК

На графиках приняты следующие обозначения временных интервалов циклограмм: $t_{б.з}$ – время быстрого заполнения гидроцилиндра; $t_{м.з}$ – время медленного заполнения гидроцилиндра; t_p – время регулирования давления в гидроцилиндре после полного перемещения поршня; $t_{п.д}$ – время подъема давления до номинального уровня. В

период времени $t_{б.з}$ ШИМ контроллера обеспечивает высокое значение тока в обмотке электромагнита $I_{\text{Э.М}}$, поэтому пилотный клапан поддерживает высокий уровень давления в полости управления $p_{\text{уп}}$. В результате клапан второй ступени открыт и гидроцилиндр заполняется с высокой скоростью потока рабочей жидкости.

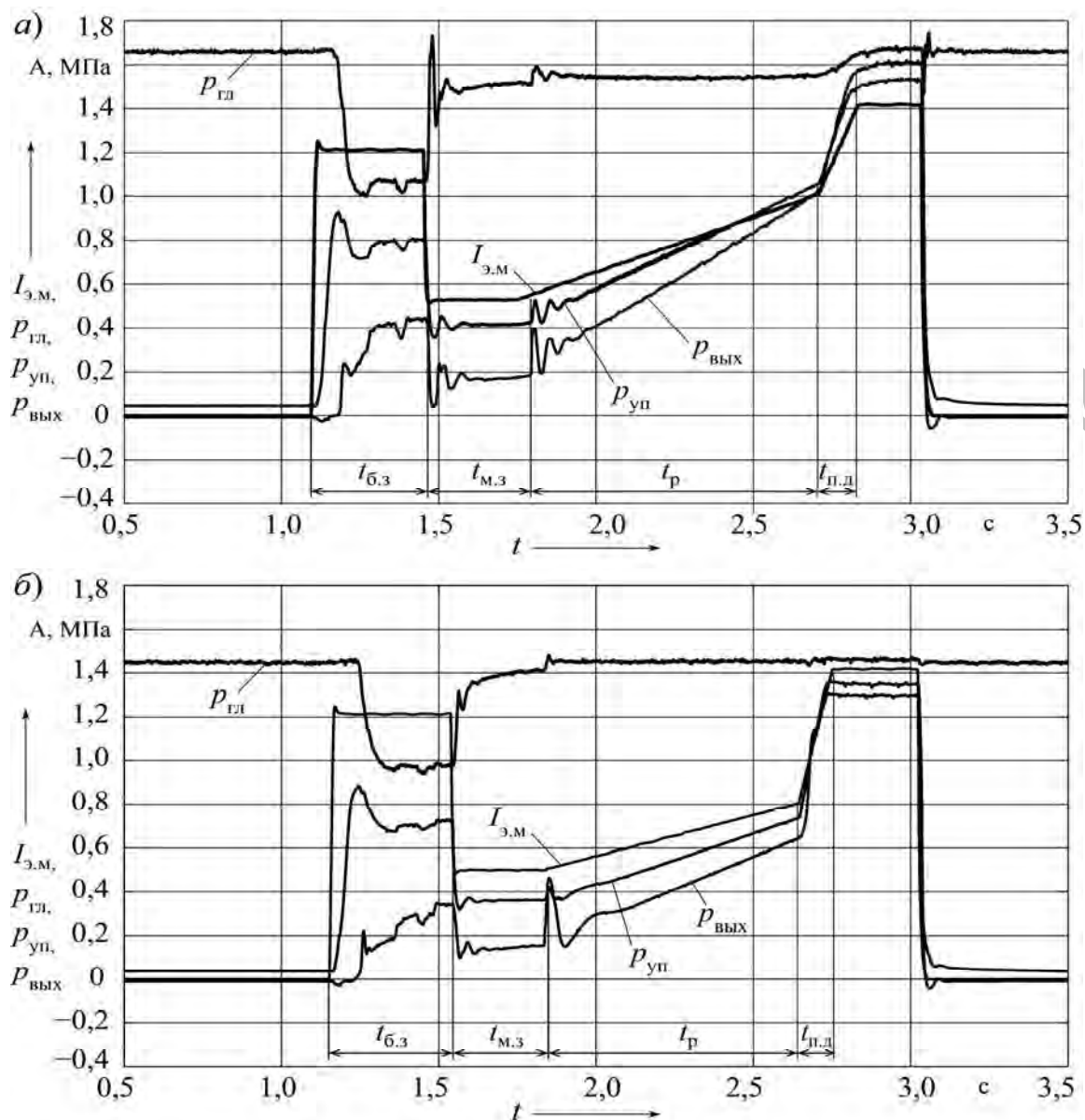


Рис. 8. Графики процессов функционирования ЭПК, полученные при эксперименте

Затем на этапе времени $t_{м.з}$ величину тока понижают, что приводит к снижению давления $p_{уп}$. При этом давление на выходе ЭПК $p_{вых}$ также понижается, т. к. вторая ступень осуществляет дросселирование потока жидкости, что приводит к уменьшению скорости заполнения гидроцилиндра. Это необходимо для того, чтобы снизить скачок давления в гидроцилиндре в момент остановки поршня.

Результаты экспериментов показывают, что при положительном перекрытии дросселирующих щелей золотникового клапана второй ступени ЭПК в момент остановки поршня происходит значительный всплеск давления $p_{вых}$ (см. рис. 6, б), что негативно отражается на качестве процессов управления включением фрикциона при переключении передачи. В трансмиссии автомобиля при этом могут возникать пиковые возрастания вращающего момента, со-

проводимые продольными толчками массы автомобиля, снижающие комфортность условий работы водителя.

При использовании золотникового клапана с отрицательным перекрытием скачок давления $p_{\text{ВЫХ}}$ значительно меньше, чем с положительным (см. рис. 6, а). Но в этом случае в течение времени процесса регулирования давления t_p понижается главное давление $p_{\text{ГЛ}}$, т. к. в таком клапане обе дросселирующие щели (подачи в гидроцилиндр фрикциона и слива) открыты, и происходит потеря некоторого количества рабочей жидкости, поступающей через клапан на слив. При неудачном выборе величины перекрытия это может привести к существенному падению главного давления $p_{\text{ГЛ}}$, особенно на низкоскоростных режимах работы двигателя, когда снижается подача гидронасоса гидромеханической передачи. В результате возникает проблема формирования пилотным клапаном управляющего давления $p_{\text{УП}}$, и качество процесса переключения передач может существенно ухудшиться.

У клапана с положительным перекрытием на интервале времени t_p регулирования давления $p_{\text{ВЫХ}}$ обеспечива-

ется поддержание высокого уровня главного давления $p_{\text{ГЛ}}$ (см. рис. 6, б).

Полученные результаты испытаний позволяют сделать следующие выводы. Созданная конструкция ЭГПК обеспечивает линейную зависимость $p_{\text{ВЫХ}}$ от $I_{\text{Э.М}}$ и имеет приемлемую величину гистерезиса статической характеристики. Применение золотникового клапана регулятора-распределителя с отрицательным перекрытием дросселирующих щелей и рациональной конструкцией профилированных канавок на кольцевых кромках золотника позволяет снизить до приемлемой величины амплитуду всплеска регулируемого давления $p_{\text{ВЫХ}}$ в момент остановки поршня, получить быстрое затухание колебаний давления и в дальнейшем в течение времени регулирования t_p плавное без колебаний изменение регулируемого давления в соответствии с изменением величины управляющего сигнала тока $I_{\text{Э.М}}$. Можно рекомендовать для клапана второй ступени отрицательное перекрытие в пределах $(-0,2 \dots -0,4)$ мм, а для пилотного золотникового клапана положительное в пределах $0,1 \dots 0,2$ мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик, [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 12–15.
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. Электрогидравлический механизм управления фрикционами гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 89–100.
4. Пат. 2 459 982 РФ, МПК F 15B 13/043; F 16H 61/06. Двухступенчатый электрогидравлический механизм управления давлением / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т ; заявл. 30.11.10 ; опубл. 27.08.12, Бюл № 24. – 13 с.

Статья сдана в редакцию 15 января 2014 года

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

Николай Николаевич Горбатенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: harb_60@tut.by.

Виктор Сергеевич Савицкий, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: 6270487@gmail.com.

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

Николай Николаевич Gorbatenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: harb_60@tut.by.

Viktor Sergeevich Savitsky, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail:6270487@gmail.com.