

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 517.958:629.113

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, **В. С. Савицкий**, аспирант,
Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtomobili@bru.by

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ЕГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Разработана математическая модель механизма управления фрикционами гидромеханической передачи. Приведены результаты моделирования процессов его функционирования при переключении передач. Исследованы зависимости выбранных критериев качества функционирования от изменения параметров механизма. Приведены графики переходных процессов механизма управления. Изложена методика оптимизации параметров объекта проектирования.

Ключевые слова: карьерный самосвал, гидромеханическая передача, механизм управления фрикционами, параметры механизма, критерии качества переходных процессов.

Mathematical model of hydromechanical transmission control mechanism was developed. The results of the simulation of its operation during gear shift are shown. Research of the dependence of the selected functioning quality criteria of mechanism parameters variation. Graphs of transient processes of control mechanism are shown. Set out the methods of design object parameters optimization.

Keywords: dump truck, hydromechanical transmission, clutch control mechanism, mechanism parameters, quality criteria of the transient processes.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 45...60 тонн применяется гидромеханическая передача (ГМП) с мехатронной системой автоматического управления и диагностирования (МСАУ) [1].

В состав ГМП входят гидротрансформатор ЛГ-470 ПП и шестиступенчатая планетарная коробка передач (ПКП), переключение ступеней в которой осуществляется многодисковыми фрикционами с электрогидравлическим приводом управления. ПКП представляет собой композиционную структуру и состоит из двух компонентов — двухступенчатого делителя и трехступенчатой базовой коробки передач (БКП). Кинематическая схема ПКП приведена в [2].

Применение мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) позволило существенно улучшить ряд показателей эксплуатационных свойств самосвала, повысить безопасность движения, увеличить ресурс механизмов трансмиссии, создать комфортные условия труда водителю. Улучшение этих свойств повышает конкурентоспособность самосвала. В разработке МСАУ принимали участие сотрудники кафедры "Автомобили" Белорусско-Российского университета, в том числе авторы данной статьи.

В техническом задании на разработку МСАУ сформулированы следующие основные требования:

— обеспечение непрерывного подвода потока энергии к ведущим колесам в процессе переключения передач с целью повышения средней скорости движения и производительности самосвала;

— снижение динамических нагрузок в трансмиссии и теплонапряженности фрикционов в переходных процессах при переключении передач с целью повышения ресурса всех механизмов трансмиссии (коробки передач, главной передачи, колесной передачи, карданных передач);

— повышение плавности включения фрикционов при переключении передач с целью исключения рывков и неравномерности движения самосвала, улучшения условий труда водителя;

— адаптация характеристик механизма управления переключением передач к изменению параметров ГМП и эксплуатационных условий;

— исключение ошибочных действий водителя по управлению гидромеханической передачей с целью повышения безопасности движения и снижения вероятности перегрузки механизмов трансмиссии;



— обеспечение оперативного диагностирования технического состояния механизмов гидромеханической передачи с целью своевременного обнаружения и устранения неполадок, исключения аварийного состояния ГМП.

Для выполнения этих требований ГМП оборудована системой датчиков, позволяющих фиксировать процессы функционирования всех основных механизмов, включая механизмы системы управления, а каждый фрикцион ГМП снабжен автономным механизмом управления.

Наибольшую сложность при разработке МСАУ представило создание механизмов управления фрикционами ГМП, посредством которых осуществляется переключение передач, блокирование и разблокирование гидротрансформатора. Качество функционирования механизмов управления фрикционами (МУФ) определяет технический уровень МСАУ и возможность выполнения предъявляемых к ней требований. Поэтому основное внимание уделялось проектированию, расчетно-теоретическим и экспериментальным исследованиям этих механизмов. При этом решались задачи синтеза характеристик управления фрикционами, выбора принципиальной схемы МУФ, определения его основных параметров, разработки конструкции, синтеза алгоритмов управления фрикционами и разработки программного обеспечения микропроцессорного контроллера управления ГМП.

Для осуществления проектирования МУФ необходимо располагать методиками определения параметров его компонентов, построения статических и

динамических характеристик процессов функционирования, получения показателей качества переходных процессов и оценки эффективности выполнения процессов управления. Анализ литературных источников по тематике поставленных вопросов показал, что имеются лишь публикации по расчету статических характеристик аналогичных механизмов. Материалов по расчетной оценке качества переходных процессов и устойчивости функционирования подобных автоматических систем не обнаружено. Поэтому возникла необходимость решения отмеченных проблем на основе математического моделирования процессов функционирования МУФ при переключении передач.

Принципиальная схема системы электрогидравлического привода управления фрикционом представлена на рис. 1. В состав системы входят: регулятор давления 1; регулятор-распределитель 8; гидроцилиндр фрикциона 12, осуществляющий сжатие пакета фрикционных дисков при включении передачи; источник энергии — гидравлический насос 13 с переливным клапаном 14; гидравлические магистрали, связывающие между собой механизмы системы [1].

Для включения фрикциона необходимо сформировать в гидромагистрали 11 сигнал гидравлического давления с соответствующей циклограммой его изменения во времени. Формирование команды на управление осуществляет микропроцессорный контроллер ГМП. Контроллер располагает модуляторами широтно-импульсных сигналов (ШИМ), которые по соответствующим алгоритмам формируют электрические сигналы, подаваемые на пропорциональные электромагниты механизмов управления фрикционами (МУФ). Величина силы тока пропорциональна скважности широтно-импульсного сигнала. Мощность электромагнита недостаточна для формирования сигнала управления фрикционом, поэтому конструкция МУФ выполнена по двухкаскадной схеме. Первый каскад составляет регулятор давления 1, а второй — регулятор-распределитель 8.

Регулятор давления 1 представляет собой электрогидравлический пропорциональный клапан, в состав которого входит пропорциональный электромагнит 2 и дросселирующий гидроклапан 3 с шариковым запорно-регулирующим органом. На выходе 4 регулятора давления формируется гидравлический сигнал, давление которого пропорционально

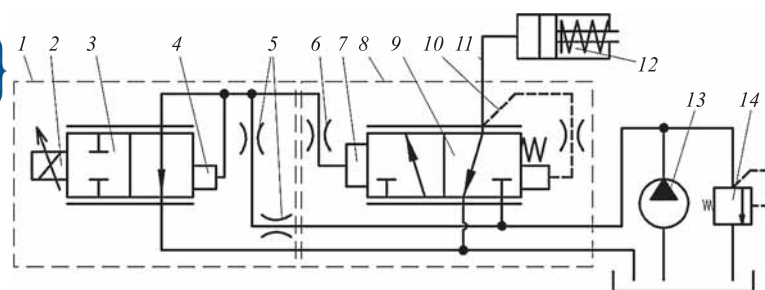


Рис. 1. Принципиальная схема системы электрогидравлического привода управления фрикционом ГМП:

1 — регулятор давления; 2 — пропорциональный электромагнит; 3 — дросселирующий гидроклапан; 4 — полость регулируемого давления; 5 — дросселирующее ограничение расхода на слив из регулятора; 6 — дроссель полости управления регулятора-распределителя; 7 — полость управления регулятора-распределителя; 8 — регулятор-распределитель; 9 — запорно-регулирующий орган; 10 — канал гидравлической обратной связи регулятора-распределителя; 11 — гидромагистраль подвода рабочей жидкости в гидроцилиндр; 12 — гидроцилиндр фрикциона; 13 — гидравлический насос; 14 — переливной клапан

КОНСТРУКЦИЯ

величине тока в обмотке электромагнита 2. Этот сигнал поступает в полость управления 7 регулятора-распределителя 8, осуществляющего его усиление и подачу в гидроцилиндр фрикциона 12.

Регулятор-распределитель 8 выполнен в виде трехлинейного дросселирующего золотникового многопозиционного гидроаппарата 9 с обратной связью 10 по давлению на его выходе. В результате давление потока жидкости, поступающего из регулятора-распределителя 8 в гидроцилиндр фрикциона 12, также пропорционально силе тока, подаваемого на обмотку электромагнита 2.

Дроссели 5 ограничивают расход на слив из регулятора давления, а дроссель 6 стабилизирует процесс функционирования регулятора-распределителя.

При моделировании рассматривалась дискретная структура системы гидропривода каждого фрикциона. Принималось во внимание, что характеристики магистралей гидроприводов управления фрикционами могут существенно различаться, так как фрикционы расположены в различных местах передачи.

На основе метода сосредоточенных масс [3] разработана динамическая модель системы гидропривода управления фрикционом, представленная на рис. 2. Она учитывает инерционные, упругие и диссипативные свойства всех компонентов системы гидропривода и ее гидромагистралей, а также изменение дросселирующих щелей регулятора давления, регулятора-распределителя и переливного клапана. На рис. 2 приняты обозначения: ПК — переливной клапан; РД — регулятор давления; РР — регулятор-распределитель; ГЦФ — гидроцилиндр фрикциона.

В динамической модели выделено 6 инерционных элементов (сосредоточенных масс) с параметрами m_{r_i} , $i = \overline{1,6}$, кг/м⁴. Они учитывают инерционные свойства золотников m_{r1} и m_{r3} , поршня m_{r4} и жидкости в магистральных m_{r5} , m_{r6} , m_{r7} . Учтены также электромагнитные и механические инерционные свойства РД, отображаемые индуктивностью обмотки пропорционального электромагнита $L_{эм}$, Γ_H , и суммарной массой его штока и запорно-регулирующего органа гидроклапана m_2 , кг. Следовательно, система имеет восемь степеней свободы. Упругие элементы учитывают упругие свойства гидромагистралей и объемов жидкости в полостях механизмов (коэффициенты жесткости c_{r_i} , $i = \overline{1,8}$, Н/м⁵), возвратных

пружин золотников $c_{вп1}$, $c_{вп3}$ и поршня $c_{вп4}$, Н/м. Диссипативные свойства гидромагистралей учтены коэффициентами гидравлических сопротивлений μ_{r_i} , $i = \overline{1,4}$, Н · с/м⁵, коэффициентами трения в сопряжениях золотников с корпусами $\mu_{тр1}$, $\mu_{тр3}$, штока электромагнита $\mu_{тр2}$ и поршня $\mu_{тр4}$, Н · с/м.

Для определения состояния сосредоточенных масс и характеристик их движения введена система фазовых координат типа потока: для золотников — расходы (подачи) жидкости в их рабочие полости Q_1 , Q_3 , для поршня — Q_4 , для гидромагистралей — Q_5 , Q_6 , Q_7 , м³/с. Положения золотников ПК, РД и РР определяются координатами x_1 , x_2 , x_3 , а поршня — координатой x_4 , м. Положительные направления фазовых координат показаны стрелками на динамической модели. Давления жидкости в рабочих полостях механизмов и в гидромагистральных обозначены p_{y_i} , $i = \overline{1,8}$, Па.

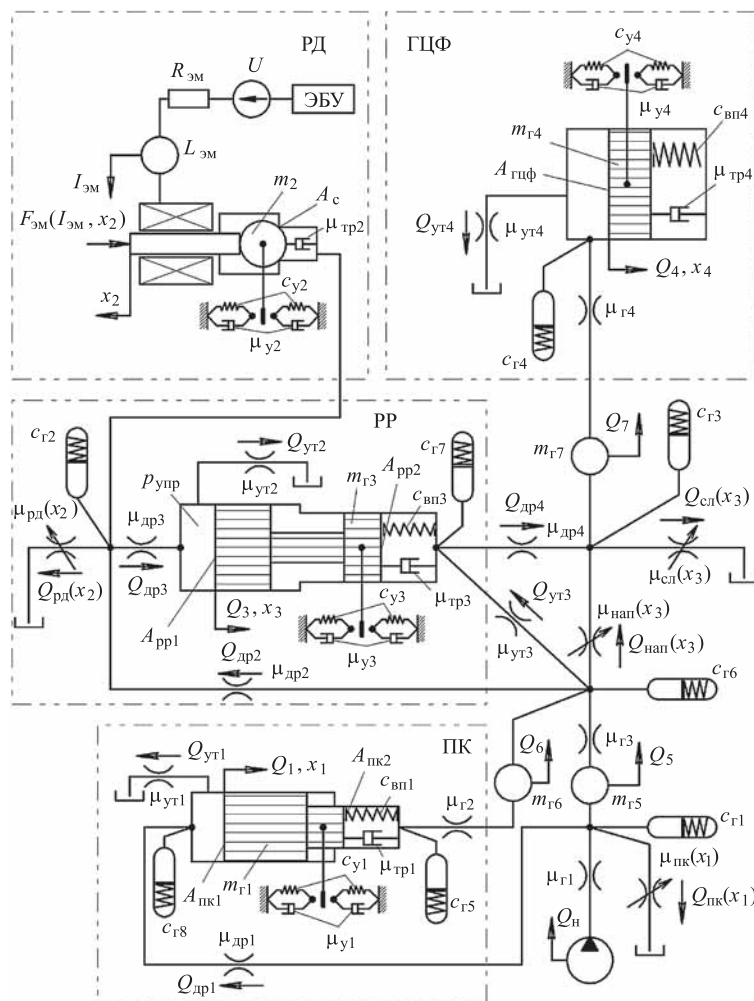


Рис. 2. Динамическая модель системы гидропривода управления фрикционом ГМП



Так как перемещения золотников ПК, РД и РР и поршня ГЦФ ограничены слева и справа стенками (виртуальные связи), то для обеспечения устойчивости процесса интегрирования системы дифференциальных уравнений введены параметры элементов этих ограничений — упругих с коэффициентами жесткости $c_{yi}, i = \overline{1,4}$, Н/м и диссипативных с коэффициентами демпфирования $\mu_{yi}, i = \overline{1,4}$, Н · с/м. Наличие дросселей в системе учтено параметрами их гидравлических сопротивлений $\mu_{дрi}, i = \overline{1,4}$, Н · с/м⁵. Расходы на дросселях обозначены $Q_{дрi}, i = \overline{1,4}$, м³/с.

Для учета утечек через зазоры клапанов и гидроцилиндра введены параметры их гидравлических сопротивлений $\mu_{утi}, i = \overline{1,4}$, Н · с/м⁵ и соответствующие им расходы утечек $Q_{утi}, i = \overline{1,4}$, м³/с.

Процесс функционирования механизмов ПК, РД и РР сопровождается дросселированием потока жидкости, проходящей через дросселирующие щели, параметры которых изменяются в зависимости от перемещений золотников x_i . На динамической модели параметры регулируемых дросселирующих щелей имеют следующие обозначения: для ПК — коэффициент сопротивления $\mu_{пк}(x_1)$ и расход $Q_{пк}(x_1)$; для РД — $\mu_{рк}(x_2)$ и $Q_{рд}(x_2)$; для напорной щели РР — $\mu_{нап}(x_3)$ и $Q_{нап}(x_3)$; для сливной щели — $\mu_{сл}(x_3)$ и $Q_{сл}(x_3)$.

Построение математической модели системы управления фрикционом осуществлено на основе структурно-матричного метода [3]. Согласно этому методу составляются топологические и компонентные уравнения. Топологические уравнения описывают структуру моделируемой системы и условия динамического равновесия сосредоточенных масс. Их составляют на основе принципа Даламбера. Для моделируемой системы получены следующие топологические уравнения:

$$\left. \begin{aligned} dQ_1/dt &= (p_{y8} - F_{вп1}/A_{пк1} - Q_1\mu_{тр1}/A_{пк1}^2 - F_{y1}/A_{пк1} - p_{y5}A_{пк2}/A_{пк1})/m_{г1}; \\ dQ_3/dt &= (p_{упр} - F_{вп3}/A_{рр1} - Q_3\mu_{тр3}/A_{рр1}^2 - p_{y7}A_{рр2}/A_{рр1} - F_{y3}/A_{рр1})/m_{г3}; \\ dQ_4/dt &= (p_{y4} - F_{вп4}/A_{гцф} - Q_4\mu_{тр4}/A_{гцф}^2 - F_{y4}/A_{гцф})/m_{г4}; \\ dQ_5/dt &= (p_{y1} - Q_5\mu_{гп3} - Q_5|Q_5|\mu_{гп3} - p_{y6})/m_{г5}; \\ dQ_6/dt &= (p_{y5} - Q_6\mu_{гп2} - Q_6|Q_6|\mu_{гп2} - p_{y6})/m_{г6}; \\ dQ_7/dt &= (p_{y3} - Q_7\mu_{гп4} - Q_7|Q_7|\mu_{гп4} - p_{y4})/m_{г7}; \\ dI_{эм}/dt &= (U - I_{эм}R_{эм})/L_{эм}; \\ dv_2/dt &= (F_{эм}(I_{эм}, x_2) - p_{y2}/A_c - v_2\mu_{тр2} - F_{y2})/m_2; \\ dx_1/dt &= Q_1/A_{рр1}; \\ dx_2/dt &= v_2; \\ dx_3/dt &= Q_3/A_{рр1}; \\ dx_4/dt &= Q_4/A_{гцф}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения: $F_{впi}$ — усилия возвратных пружин ПК, РР, ГЦФ, Н; $A_{пк1}, A_{пк2}$ — площади торцов золотника ПК, м²; $p_{упр}$ — давление в полости управления РР, Па; $A_{рр1}, A_{рр2}$ — площади торцов золотника РР, м²; $A_{гцф}$ — площадь поршня, м²; $I_{эм}$ — ток в обмотке электромагнита, А; U — напряжение, подаваемое в обмотку управляющего сигнала, формируемого контроллером, В; $R_{эм}$ — активное сопротивление обмотки, Ом; v_2 — скорость перемещения штока электромагнита совместно с запорно-регулирующим органом РД, м/с; $F_{эм}$ — усилие электромагнита, Н; A_c — площадь седла гидроклапана РД (на рис. 2 использован шариковый запорно-регулирующий орган), м².

Компонентные уравнения описывают физические свойства компонентов динамической модели — инерционных, упругих и диссипативных элементов. Компонентные уравнения упругих элементов целесообразно составлять в дифференциальной форме. Для моделируемой системы они имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} dp_{y1}/dt &= c_{г1}(Q_n - Q_{др1} - Q_{пк}(x_1) - Q_5); \\ dp_{y2}/dt &= c_{г2}(Q_{др2} - Q_{др3} - Q_{рд}(x_2)); \\ dp_{y3}/dt &= c_{г3}(Q_{нап}(x_3) + Q_{др4} - Q_{сл}(x_3) - Q_7); \\ dp_{y4}/dt &= c_{г4}(Q_7 - Q_4 - Q_{ут4}); \\ dp_{y5}/dt &= c_{г5}(Q_1A_{пк2}/A_{пк1} - Q_6); \\ dp_{y6}/dt &= c_{г6}(Q_5 + Q_6 - Q_{нап}(x_3) - Q_{ут3}); \\ dp_{y7}/dt &= c_{г7}(Q_3A_{рр2}/A_{рр1} - Q_{др4} + Q_{ут3}); \\ dp_{y8}/dt &= c_{г8}(Q_{др1} - Q_1 - Q_{ут1}); \\ dF_{вп1}/dt &= c_{вп1}Q_1/A_{пк1}; \\ dF_{вп3}/dt &= c_{вп3}Q_3/A_{рр1}; \\ dF_{вп4}/dt &= c_{вп4}Q_4/A_{гцф}, \end{aligned} \right\} (2)$$

где Q_n — подача насоса, м³/с;

Объединяя уравнения (1) и (2) в единую систему, получаем систему обыкновенных дифференциальных уравнений в нормальной форме Коши, интегрирование которой позволяет исследовать изменение фазовых координат во времени в процессе функционирования моделируемой системы.

Компонентные уравнения диссипативных элементов отдельно не составлялись, а выражения для вычисления их потенциалов (потерь давления $p_{ди}$) подставлены непосредственно в топологические уравнения (1). При этом



КОНСТРУКЦИЯ

выделены линейные и нелинейные потери. Параметры линейных потерь обозначены $\mu_{ГЛi}$, а параметры нелинейных потерь (по длине и местных) — $\mu_{ГНi}$:

Определение расходов жидкости через дроссели $Q_{дрi}$ и дросселирующие щели запорно-регулирующих органов ПК и РР осуществлялось по формулам:

$$\left. \begin{aligned} Q_{др1} &= cA_{др1}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y1} - p_{y8})}; & Q_{др2} &= cA_{др2}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y6} - p_{y2})}; & Q_{др3} &= cA_{др3}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y2} - p_{упр})}; \\ Q_{др4} &= cA_{др4}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y7} - p_{y3})}; & Q_{ПК}(x_1) &= cA_{ПК}(x_1)\sqrt{\frac{2}{\rho}p_{y1}}; & Q_{рд}(x_2) &= cA_{рд}(x_2)\sqrt{\frac{2}{\rho}p_{y2}}; \\ Q_{нап}(x_3) &= cA_{нап}(x_3)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y6} - p_{y3})}; & Q_{сл}(x_3) &= cA_{сл}(x_3)\sqrt{\frac{2}{\rho}p_{y3}}; & Q_{ут1} &= p_{y8}/\mu_{ут1}; \\ Q_{ут2} &= p_{упр}/\mu_{ут2}; & Q_{ут3} &= (p_{y6} - p_{y7})/\mu_{ут3}; & Q_{ут4} &= p_{y4}/\mu_{ут4}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где c — коэффициент расхода ($c = 0,63$); ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3 .

Для определения давления $p_{упр}$ в полости управления РР составлено нелинейное уравнение, которое решалось на каждом шаге интегрирования системы дифференциальных уравнений (1) и (2):

$$cA_{др3}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{y2} - p_{упр})} - p_{упр}/\mu_{ут2} - Q_3 = 0. \quad (4)$$

Площади дросселирующих щелей ПК $A_{ПК}(x_1)$, РД $A_{рд}(x_2)$, РР $A_{нап}(x_3)$ и $A_{сл}(x_3)$ зависят от конфигурации кромок запорно-регулирующих органов. Рассматривались различные возможные конфигурации и составлялись для них уравнения. Эти уравнения имеют довольно громоздкий вид, поэтому в данной статье не приводятся. Некоторые конструктивные исполнения дросселирующих щелей и их моделирование рассмотрены в [4].

На рис. 3 приведены графики результатов моделирования процесса функционирования механизма управления фрикционом при включении первой передачи в ГМП. Частота вращения вала двигателя 1000 об/мин, режим трогания автомобиля с места.

Для приведения механизмов системы в начальное состояние равновесия процесс интегрирования уравнений начинался при нулевой подаче гидронасоса $Q_H = 0$ в течение 0,1 с. На интервале времени $t = 0,1 \dots 0,75$ с моделировался процесс включения механизмов гидросистемы ГМП в работу при пуске двигателя. С началом вращения привода гидронасоса возрастает его подача Q_H (рис. 3, в), начинается заполнение гидромагистралей и возрастает давление p_{y1} на входе в гидроси-

стему МУФ (рис. 3, а). Пока механизмы системы находятся в выключенном состоянии, после запол-

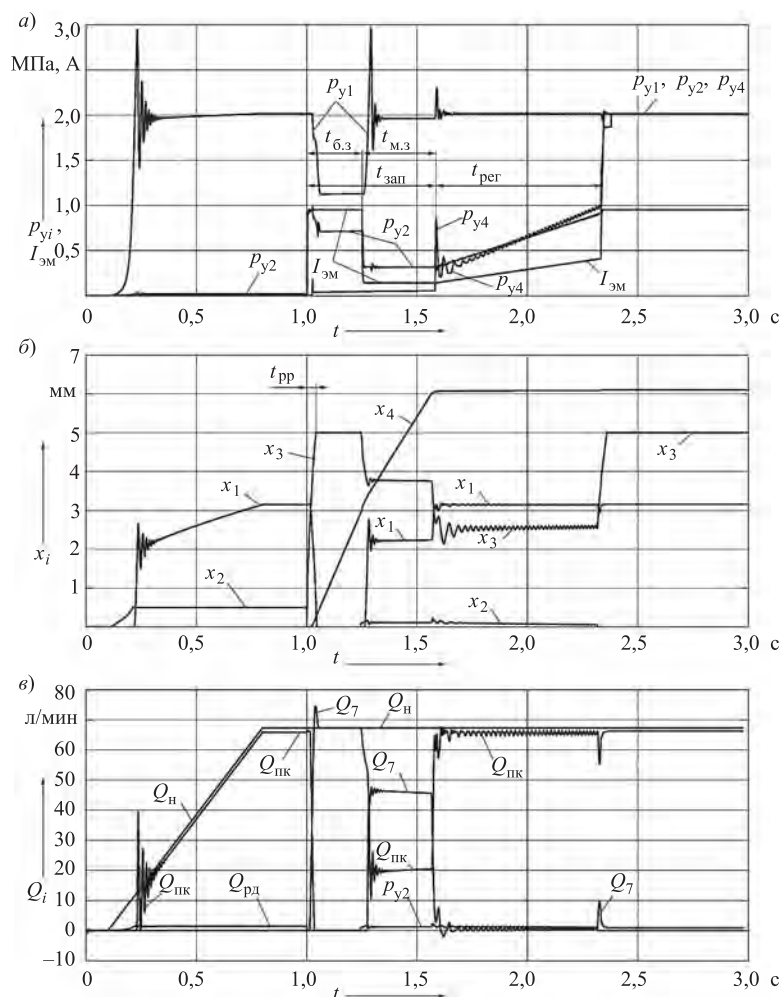


Рис. 3. Графики изменения характеристик механизма управления фрикционом при включении передачи:

а — давления p_{yi} и ток $I_{эм}$ в обмотке электромагнита; б — перемещения запорно-регулирующих органов гидроклапанов и поршня гидроцилиндра; в — подача насоса Q_H и расходы через переливной клапан $Q_{ПК}$ и регулятор давления $Q_{рд}$



нения входной гидромагистрали золотник ПК перемещается, его координата x_1 возрастает (рис. 3, б) и происходит слив жидкости в бак $Q_{ПК}$, а часть подачи насоса поступает на слив $Q_{рд}$ открытого гидроклапана РД (рис. 3, в), координата которого x_2 максимальна (рис. 3, б).

После достижения установившегося состояния системы с заданной величиной подачи насоса Q_H в момент времени $t = 1$ с начинается моделирование процесса работы МУФ при включении передачи. Этот процесс состоит из трех интервалов: времени заполнения гидроцилиндра фрикциона $t_{зап}$, времени регулирования давления в гидроцилиндре $t_{рег}$ и этапа включенного состояния фрикциона. Время заполнения гидроцилиндра $t_{зап}$, в свою очередь, содержит этап быстрого заполнения $t_{б.з}$ и этап медленного заполнения $t_{м.з}$ (рис. 3, а). На этапе быстрого заполнения контроллер ГМП выдает максимальное значение тока $I_{ЭМ} = 1$ А на обмотку электромагнита. Электромагнит развивает максимальное усилие на своем штоке и прижимает шарик гидроклапана РД к своему седлу ($x_2 = 0$, рис. 3, б). В полости управления РР возникает давление $p_{упр} = p_{y2} - p_{др3}$, перемещающее его золотник на максимальную длину хода $x_3 = \max$, перекрывая при этом слив из гидроцилиндра и соединяя гидроцилиндр с линией подачи жидкости. После страгивания с места поршня гидроцилиндра и возрастания его координаты x_4 слив из ПК перекрывается ($x_1 = 0$), и вся подача насоса поступает в полость гидроцилиндра. При этом давления p_{y1} и p_{y2} падают до некоторых величин (рис. 3, а).

В момент остановки поршня после заполнения гидроцилиндра в нем происходит всплеск давления p_{y4} , что может привести к возникновению больших динамических нагрузок в трансмиссии и резких рывков автомобиля. Для уменьшения амплитуды всплеска p_{y4} на этапе $t_{м.з}$ снижают величину тока $I_{ЭМ}$. Усилие электромагнита снижается, шарик отходит от седла на некоторое расстояние x_2 , уменьшая при этом регулируемое давление p_{y2} , а переливной клапан приоткрывает сливное отверстие x_1 и начинает сливать избыток подачи насоса на слив. Скорость движения поршня при этом снижается.

После заполнения гидроцилиндра на интервале времени $t_{рег} = 1,55..2,3$ с осуществляется регулирование давления p_{y4} в соответствии с характеристикой изменения тока $I_{ЭМ}$ (рис. 3, а). При этом золотник ПК занимает некоторое положение x_1 (рис. 3, б), при котором почти вся подача насоса ($Q_{ПК} \approx Q_H$) поступает

на слив, часть подачи сливается через гидроклапан РД, некоторая часть Q_7 представляет собой утечки из гидроцилиндра (рис. 3, в). Золотник РР на этапе регулирования давления совершает осцилляции с изменяющейся величиной Δx_3 относительно положения равновесия, при котором попеременно приоткрываются и прикрываются его дросселирующие щели, и вследствие этого обеспечивается требуемое изменение давления p_{y4} на его выходе, следовательно, и в полости гидроцилиндра.

После завершения этапа регулирования на обмотку электромагнита подается максимальный ток, и давление в гидроцилиндре p_{y4} принимает максимальное значение, практически равное давлению на выходе насоса p_{y1} .

Для оценки качества процесса функционирования МУФ приняты следующие критерии: время перемещения золотника РР для полного открытия напорной щели при включении МУФ t_{pp} ; время заполнения гидроцилиндра $t_{зап}$; время переходного процесса $t_{п}$ на этапе регулирования; коэффициент динамичности давления при переходе к этапу регулирования $k_{др}$; гистерезис характеристики включения t_{on} ; гистерезис характеристики выключения t_{off} .

Значения $t_{зап}$ и t_{pp} определяются по графикам на рис. 3, а и б, а нахождение значений $t_{п}$, $k_{др}$, t_{on} , t_{off} осуществляется по графикам, показанным на рис. 4, а и б.

Для определения $t_{п}$ вводится двусторонний коридор стабилизации Δp_{y4} и находится время, при котором график давления p_{y4} последний раз пересекает линии коридора. Значение Δp_{y4} вычисляется по формуле:

$$\Delta p_{y4} = 0,05 p_{y40}, \quad (5)$$

где p_{y40} — начальный уровень давления на этапе регулирования (принимали $p_{y40} = 0,2$ МПа).

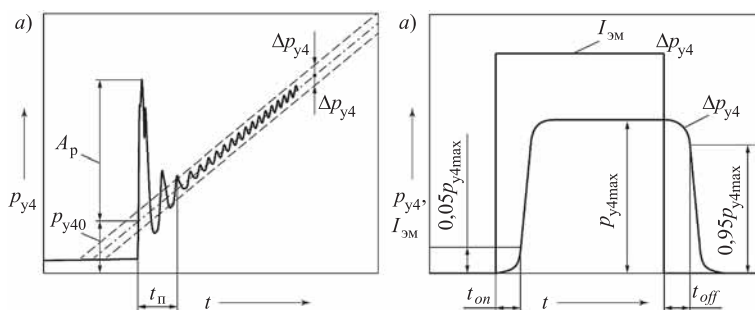


Рис. 4. Определение показателей качества процесса функционирования МУФ



Величина $k_{др}$ находится по формуле

$$k_{др} = A_p / p_{y4}, \quad (6)$$

где A_p — амплитуда всплеска давления p_{y4} , МПа.

На основе разработанной математической модели проведены исследования влияния основных конструктивных параметров МУФ на показатели качества его функционирования. Отметим, что значения всех принятых показателей качества подлежат минимизации. Исследованиям подвергались следующие параметры: соотношение диаметров поясков золотника РР d_{pp1} и d_{pp2} ; коэффициент жесткости его пружины $c_{вп3}$; величина перекрытия дроселирующих щелей $\Delta_{п}$; диаметр дросселя $d_{др4}$ обратной связи РР; диаметр дросселя $d_{др3}$ на входе камеры управления РР; диаметры седла и запорно-регулирующего органа РД d_c и $d_{з.р.о}$; диаметр дросселя $d_{др2}$ на входе РД.

На рис. 5–9 показаны графики, отображающие зависимости показателей качества $t_{зап}$, $t_{п}$, $k_{др}$, t_{on} , t_{off} и t_{pp} от параметров МУФ $c_{вп3}$, $\Delta_{п}$, $d_{др4}$, $d_{др3}$ и d_{pp1}/d_{pp2} .

Эти графики позволяют сделать следующие выводы. На время заполнения гидроцилиндра фрикциона $t_{зап}$ наибольшее влияние оказывают параметры $c_{вп3}$, d_{pp1}/d_{pp2} и $d_{др3}$ (рис. 5, а, 8, а и 9, а). Увеличение первых двух параметров приводит к возрастанию $t_{зап}$, а увеличение $d_{др3}$ снижает $t_{зап}$. Однако их влияние не превышает 10 %.

Отрицательное перекрытие дроселирующих щелей РР приводит к увеличению $t_{п}$, но на $k_{др}$ влияет неоднозначно (см. рис. 6, б и в).

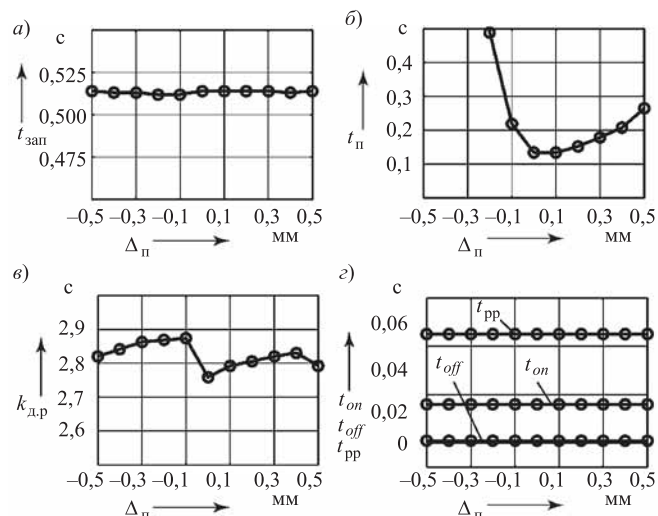


Рис. 6. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от $\Delta_{п}$

Изменение диаметров дросселей $d_{др4}$ и $d_{др3}$ в пределах 0,5...0,9 мм практически не влияет на время переходного процесса $t_{п}$ на этапе регулирования давления, но их уменьшение приводит к возрастанию коэффициента динамичности $k_{др}$, т. е. к возрастанию всплеска давления. При увеличении $d_{др4}$ и $d_{др3}$ свыше 1 мм наступает резкое возрастание $t_{п}$, но значение $k_{др}$ при этом практически не изменяется (рис. 7, б, в и рис. 8, б, в).

Параметры гистерезиса характеристик регулируемого давления t_{on} и t_{off} , как видно из приведенных графиков, в основном зависят от диаметров дросселей $d_{др4}$ и $d_{др3}$, а также от соотношения d_{pp1}/d_{pp2} . При увеличении отношения d_{pp1}/d_{pp2} значения t_{on} и

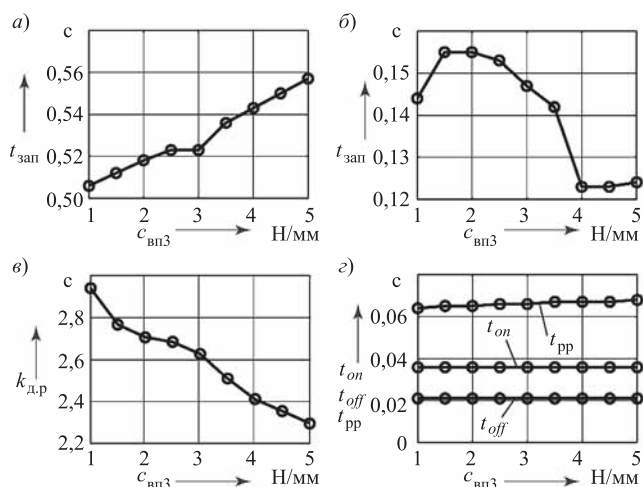


Рис. 5. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от $c_{вп3}$

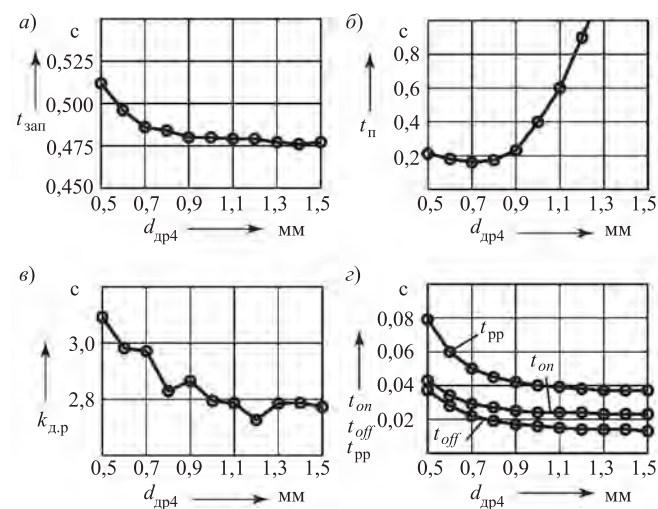


Рис. 7. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от $d_{др4}$

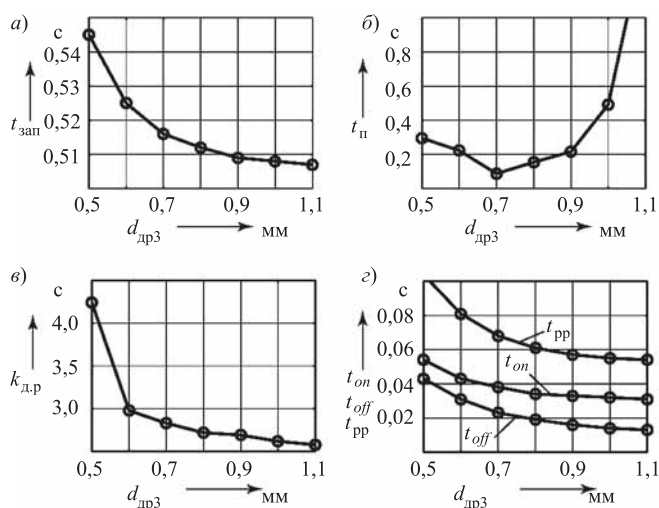


Рис. 8. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от $d_{др3}$

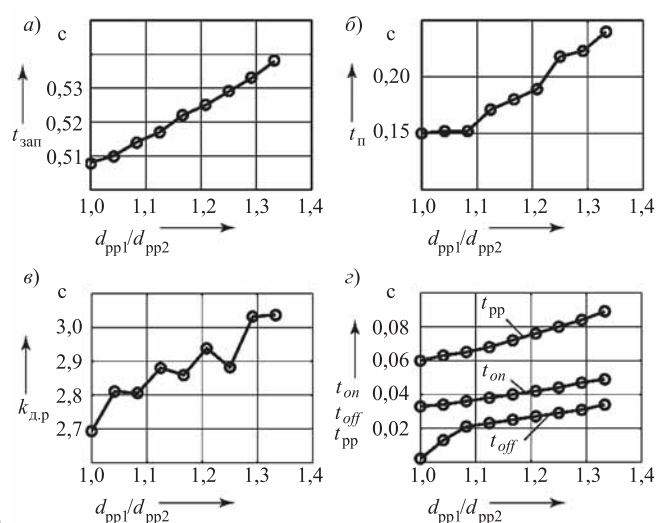


Рис. 9. Зависимости показателей качества функционирования МУФ от отношения d_{pp1}/d_{pp2}

t_{off} возрастают, а при увеличении диаметров дросселей $d_{др3}$ и $d_{др4}$, наоборот, снижаются.

Значительное влияние на $t_{п}$ и $k_{др}$ оказывает соотношение диаметров поясков золотника РР d_{pp1}/d_{pp2} . В зависимости от его величины различают простой золотник и дифференциальный золотник. У простого золотника $d_{pp1} = d_{pp2}$, а у дифференциального — $d_{pp1} > d_{pp2}$. Из графиков на рис. 9, а—г, следует, что при использовании РР с простым золотником все показатели качества лучше, чем с дифференциальным золотником. Причем с увеличением отношения d_{pp1}/d_{pp2} значения $t_{п}$ и $k_{др}$ возрастают, следовательно, показатели качества ухудшаются.

Рассмотрим особенности процесса функционирования МУФ, оснащенного РР с простым золотником. На рис. 10 приведены иллюстрации графиков переходного процесса МУФ с таким золотником. Сравним их с графиками, представленными на рис. 3, а, б, полученными для МУФ с дифференциальным золотником.

В обоих вариантах на этапе регулирования давления (на интервале времени $t_{рег}$) золотник РР осуществляет дросселирование потока жидкости, поступающей в гидроцилиндр. Но при использовании РР с простым золотником регулятор давления вынужден поддерживать более высокий уровень давления p_{y2} на своем выходе (см. рис. 10, а).

После завершения процесса регулирования давления в гидроцилиндре p_{y4} дифференциальный золотник перемещается в крайнее положение, сжимая пружину РР, а его координата x_3 принимает максимальное значение (см. рис. 3, б). Это означает, что дросселирующая щель РР подачи жидкости в гидроцилиндр полностью открыта, а щель слива закрыта. В результате давление в гидроцилиндре p_{y4} практически равно давлению в гидромагистрали подачи насоса p_{y1} (см. рис. 3, а). При этом надежно компенсируются возможные утечки из гидроцилиндра через его уплотнения.

Простой же золотник РР после включения фрикциона продолжает и далее постоянно оставаться в положении дросселирования напорной и сливной щелей, несмотря на то, что этап регулирования давления закончился (см. рис. 10, а). При этом давление рабочей жидкости в гидроцилиндре фрикциона p_{y4} будет меньше, чем в магистрали подачи насоса p_{y1} , на величину Δp (см. рис. 10, а). Значение Δp вычисляется по формуле:

$$\Delta p = \frac{4F_{пр.др}}{\pi d_{pp}^2}, \quad (7)$$

где $F_{пр.др}$ — усилие пружины РР в положении дросселирования его золотником потока жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона, Н; d_{pp} — диаметр золотника РР, м.

Следовательно, при использовании РР с простым золотником в системе гидропривода необходимо поддерживать более высокий уровень давления p_{y1} , что увеличивает затраты энергии на привод гидронасоса. Снижение герметичности уплотнения гидроцилиндра фрикциона и возрастание утечек из него может привести к дополнительному уменьшению



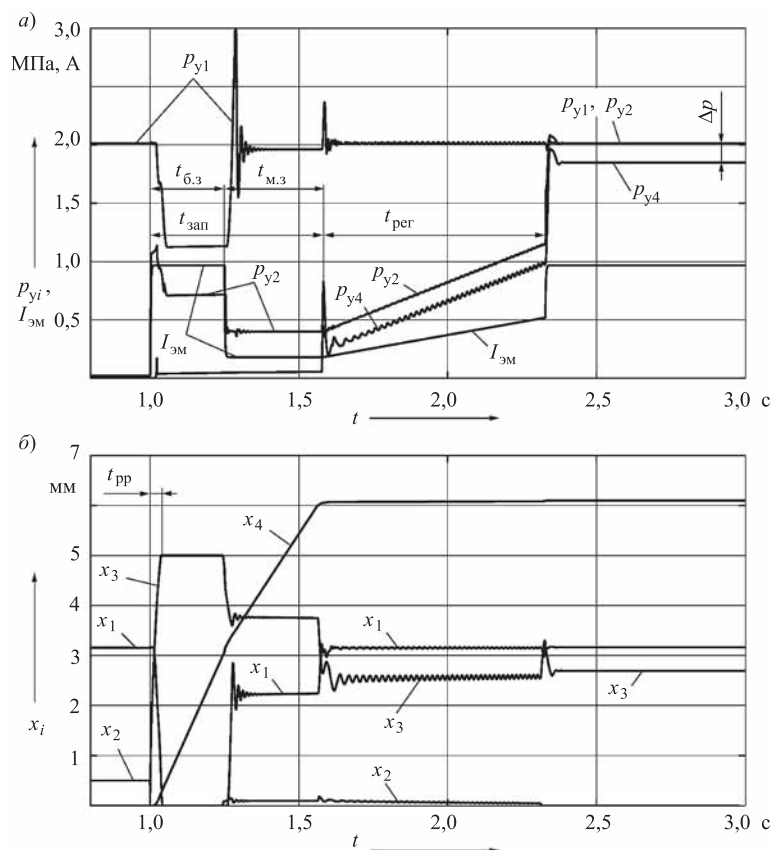


Рис. 10. Графики изменения характеристик механизма управления фрикционом при использовании регулятора-распределителя с простым золотником ($d_{pp1} = d_{pp2}$)

давления в гидроцилиндре, пробуксовке фрикциона и преждевременному выходу его из строя. Этим объясняется применение зарубежными фирмами в системах управления фрикционами ГМП РР с дифференциальным золотником (Komatsu, Caterpillar и др.).

Значение величины отношения поясков дифференциального золотника d_{pp1}/d_{pp2} целесообразно принимать в пределах 1,1...1,15. В этом случае напорная щель после включения фрикциона будет полностью открыта, а сливная — закрыта.

Конечной целью проектирования МУФ является получение оптимального сочетания его параметров, в наибольшей мере отвечающих удовлетворению требований улучшения критериев качества процессов функционирования. Однако по графикам, приведенным на рис. 5—9, это сделать нельзя, так как они получены путем варьирования одного из параметров МУФ при неизменных значениях остальных параметров. Выявление оптимальных

параметров предполагает вычисление критериев при всей возможной совокупности сочетаний этих параметров и одновременном учете влияния их на все критерии. В этом заключается суть решения многокритериальной задачи оптимизации параметров многомерного объекта проектирования. Ее решение на основе использования математической модели, представляющей собой систему дифференциальных уравнений, очень трудоемко, так как каждый вариант сочетаний оптимизируемых параметров требует интегрирования этих уравнений.

В [2] показано, что решение поставленной задачи целесообразно осуществлять на основе использования уравнений регрессий, связывающих между собой критерии и оптимизируемые параметры объекта. Уравнения регрессий при этом получают на основе проведения планируемого вычислительного эксперимента на исходной математической модели (уравнения (1) и (2)). Планирование эксперимента позволяет существенно сократить количество прогонов исходной модели, следовательно, и затраты времени.

В нашем случае был принят план второго порядка и получены уравнения регрессии следующего вида:

$$y_j = b_{0j} + b_{1j}x_1 + b_{2j}x_2 + b_{3j}x_3 + b_{4j}x_4 + b_{5j}x_1x_2 + b_{6j}x_1x_3 + b_{7j}x_1x_4 + b_{8j}x_2x_3 + b_{9j}x_2x_4 + b_{10j}x_3x_4 + b_{11j}x_1^2 + b_{12j}x_2^2 + b_{13j}x_3^2 + b_{14j}x_4^2; \quad j = \overline{1,4}, \quad (7)$$

где x_1, x_2, x_3, x_4 — нормированные значения факторов (параметров $c_{вп3}, \Delta_{п}, d_{др4}, d_{др3}$, подлежащих оптимизации); y_j — j -я функция отклика (критерии качества $t_{зап}, t_{п}, k_{др}, t_{он}$); $b_{0j}, b_{1j}, \dots, b_{14j}$ — коэффициенты j -го уравнения регрессии.

Нормирование факторов осуществляется на основе соотношения:

$$x_i = (X_i - X_i^0) / \Delta X_i; \quad i = \overline{1, n}, \quad (8)$$

где X_i — натуральное значение i -го фактора на нижнем или верхнем уровне варьирования; X_i^0 — натуральное значение i -го фактора в центре плана; ΔX_i — интервал варьирования; n — количество факторов.

При проведении эксперимента варьирование факторов проводили в соответствии с таблицей.

На рис. 11 приведены графики зависимостей критериев качества от нормированных значений оптимизируемых параметров, полученные по уравнениям регрессий (7).



Значения факторов на уровнях варьирования при проведении эксперимента

Обозначение фактора	Единица измерения фактора	Натуральное значение фактора		
		в центре плана ($x_i = 0$)	на нижнем уровне ($x_i = -1$)	на верхнем уровне ($x_i = +1$)
x_1	Н/мм	3,0	1,5	4,5
x_2	мм	0	-0,25	0,25
x_3	мм	0,8	0,6	1,0
x_4	мм	0,8	0,6	1,0

Так как решаемая задача оптимизации многокритериальная, необходимо свернуть векторный критерий в скалярную целевую функцию. Принципы, положенные в основу формирования целевой функции, определяют стратегию ее решения. Использована минимаксная стратегия. Она позволяет обеспечить максимальное приближение одновременно всех критериев к их экстремальным значениям.

Целевая функция минимакса $F(\vec{X})$ при наличии регрессионной математической модели объекта соответствует выражению:

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{j \text{extr}}}{y_{j \text{max}} - y_{j \text{min}}} \right)^2, \quad (9)$$

где $y_j(\vec{X})$ — зависимость j -го критерия от вектора оптимизируемых параметров $\vec{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$; n — количество оптимизируемых параметров; $y_{j \text{extr}}$ — экстремальное значение j -го критерия; $y_{j \text{min}}, y_{j \text{max}}$ — минимальное и максимальное значения j -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов \vec{X} (находятся по графикам на рис. 11, а–г); c_j — коэффициент веса, оценивающий значимость j -го критерия; m — количество критериев.

Коэффициенты веса выбирают из условия

$$\sum_{j=1}^m c_j = 1; \quad c_j > 0. \quad (10)$$

Оптимальные значения параметров соответствуют минимуму целевой функции. Были приняты следующие значения коэффициентов веса: $c_1 = 0,1$; $c_2 = 0,35$; $c_3 = 0,3$; $c_4 = 0,25$. В результате получены искомые оптимальные значения параметров МУФ: $c_{\text{вп3}} = 3,95$ Н/мм; $\Delta_{\text{п}} = 0,086$ мм; $d_{\text{др4}} = 0,775$ мм; $d_{\text{др3}} = 0,96$ мм; $d_{\text{pp1}}/d_{\text{pp2}} = 1,125$. Показатели качества процесса функционирования МУФ при этом составляют следующие величины: $t_{\text{зап}} = 0,554$ с; $t_{\text{п}} = 0,097$ с; $k_{\text{др}} = 2,433$; $t_{\text{он}} = 0,035$ с; $t_{\text{off}} = 0,019$ с; $t_{\text{pp}} = 0,062$ с.

Для сравнения можно отметить, что у пропорционального редукционного клапана FTDRE 2К фирмы Rexroth Bosch Group, используемого в качестве регулятора давления в мехатронных системах управления ГМП, $t_{\text{он}} = 0,025$ с, $t_{\text{off}} = 0,020$ с. Параметры клапана FTDRE 2К практически совпадают с параметрами исследуемого регулятора давления. Этот клапан имеет следующие параметры: $Q = 2$ л/мин при перепаде давления на входе и выходе $\Delta p = 0,7$ МПа; максимальное давление 1,8 МПа. Но он одноступенчатый, а созданный МУФ двухступенчатый (содержит РД и РР). Этим объясняется большее значение у него показателя $t_{\text{он}}$.

Проведенные стендовые и эксплуатационные испытания созданного механизма управления фрикционом ГМП с выбранными параметрами показали высокую его эффективность и устойчивое функционирование.

Таким образом, предлагаемая методика проектирования сложных технических объектов на основе математического моделирования процессов их функционирования с привлечением методов теории планирования эксперимента, регрессионного анализа и оптимизации позволяет успешно решать задачи создания высокоэффективных электрогидравлических механизмов мехатронных систем автоматического управления ГМП и других механизмов и систем автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Региня // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2—11.
2. Тарасик В. П. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий, В. В. Региня // Грузовик. — 2013. — № 2. — С. 24—36.
3. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2016. — 592 с.
4. Тарасик В. П. Электрогидравлический механизм управления фрикционом гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2012. — № 2 (35). — С. 89—100.

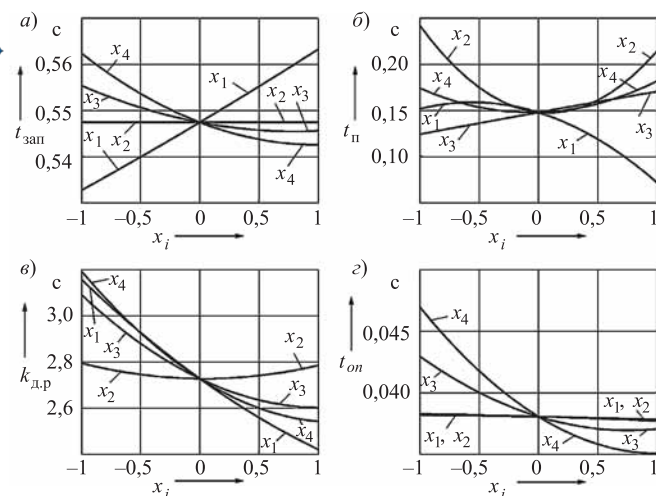


Рис. 11. Зависимости функций отклика — критерия качества процесса функционирования МУФ $t_{\text{зап}}$, $t_{\text{п}}$, $k_{\text{др}}$, $t_{\text{он}}$ от нормированных факторов x_i , $i = 1, 4$

