

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtomobili@bru.by

МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Приведена математическая модель мехатронной системы управления и результаты моделирования переходных характеристик системы в процессе управления фрикционами автоматической трансмиссии. Выполнено исследование влияния параметров системы управления на показатели качества переходных процессов. Приведены графики переходных характеристик и раскрыты их существенные особенности.

Ключевые слова: мехатронная система управления, автоматическая трансмиссия, фрикцион, математическая модель, динамическая модель, переходная характеристика, показатели качества переходного процесса.

A mathematical model of the mechatronic control system and results of modeling the transient characteristics of the system in the clutches control process of the automatic transmission are shown. A research is performed of the influence of the control system parameters on the transient processes quality. Graphs of transient characteristics are given and their essential features are revealed.

Keywords: mechatronic control system, automatic transmission, clutch, mathematical model, dynamic model, transient characteristic, transient processes quality.

Автоматические трансмиссии автомобилей наиболее часто создаются на основе гидромеханических либо преселекторных механических коробок передач, осуществляющих ступенчатое преобразование параметров потока энергии, передаваемой от двигателя к ведущим колесам (вращающего момента и угловой скорости), посредством автоматического переключения передач [1]. В качестве исполнительных механизмов системы переключения передач используются фрикционы. Для управления фрикционами применяют мехатронные автоматические системы [2].

На рис. 1 представлена функциональная схема мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) фрикционами коробки передач. Система состоит из электрогидравлического пропорционального клапана (ЭГПК) и микропроцессорного контроллера управления автоматической трансмиссией. В состав системы входят следующие элементы: задающий элемент ЗЭ; преобразующий элемент ПЭ; широтно-импульсный модулятор ШИМ контроллера управления; пропорциональный электромагнит ПЭМ, содержащий обмотку ОЭМ, магнитопровод и якорь

ЯЭМ; регулятор давления рабочей жидкости РД; регулятор-распределитель РР; гидроцилиндр ГЦ фрикциона Ф [3].

Контроллер определяет оптимальные условия и своевременность осуществления переключения передач и формирует характеристику управления фрикционом, реализуемую на выходе задающего элемента ЗЭ в виде характеристики изменения во времени тока управления $I_{упр}(t)$. Элемент ПЭ преобразует эту характеристику в дискретный сигнал, определяющий величину скважности $C(t)$ сигнала, формируемого ШИМ на его выходе. Скважность сигнала ШИМ определяет среднюю величину напряжения $U(t)$, подаваемого на обмотку электромагнита ОЭМ. В результате под действием создаваемого магнитного потока

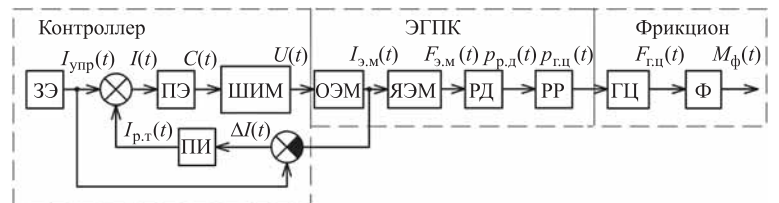


Рис. 1. Функциональная схема МСАУ

в магнитопроводе возникает сила воздействия на якорь ЭМ $F_{\text{Э.М}}(t)$, пропорциональная силе тока в обмотке $I_{\text{Э.М}}(t)$. Якорь ЭМ через шток непосредственно оказывает воздействие на запорно-регулирующий орган регулятора давления РД, вследствие чего на его выходе формируется сигнал давления рабочей жидкости $p_{\text{р.д}}(t)$, величина которого пропорциональна силе тока в обмотке ЭМ $I_{\text{Э.М}}(t)$.

Назначение регулятора-распределителя заключается в усилении мощности потока рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона ГЦ в процессе его включения. После заполнения гидроцилиндра характеристика давления рабочей жидкости в его полости $p_{\text{Г.Ц}}(t)$, поддерживаемая РР, несколько отличается от давления $p_{\text{р.д}}(t)$, но изменяется практически пропорционально силе тока в обмотке ЭМ $I_{\text{Э.М}}(t)$. Для поддержания требуемой характеристики тока ЭМ $I_{\text{Э.М}}(t)$ в контроллере предусмотрен регулятор, обеспечивающий пропорционально-интегральный закон управления величиной тока (ПИ-регулятор).

На выходе ПИ-регулятора формируется сигнал $I_{\text{р.т}}(t)$. Получаемый выходной сигнал ПИ-регулятора $I_{\text{р.т}}(t)$ складывается с сигналом управления $I_{\text{упр}}(t)$, и их сумма $I(t) = I_{\text{упр}}(t) + I_{\text{р.т}}(t)$ поступает на вход ПЭ. В результате происходит корректировка напряжения $U(t)$ на выходе ШИМ, что позволяет обеспечивать поддержание требуемой характеристики регулирования давления $p_{\text{р.д}}(t)$. Более подробно процесс функционирования МСАУ изложен в [2, 3].

Цель исследования

При проектировании механизмов МСАУ ставится задача достижения оптимальных показателей качества и эффективности функционирования системы управления фрикционами автоматической коробки передач. Для этого необходимо выявить влияние на эти показатели структуры и параметров всех основных механизмов системы управления. Решение этой проблемы возможно на основе математического моделирования.

Методика исследования

На рис. 2 приведена динамическая модель МСАУ, регулятор давления которой выполнен с запорно-регулирующим органом шарового типа, а регулятор-распределитель — золотникового типа с дифференциальным золотником. Такая структура МСАУ используется на многих мобильных машинах.

При разработке динамической модели учтены важнейшие физические свойства всех компонентов МСАУ — регулятора давления, регулятора-распределителя, системы питания исполнительного гидроцилиндра фрикциона, осуществляющего сжатие пакета фрикционных дисков усилием $F_{\text{Г.Ц}}(t)$ при его включении и регулировании в нем давления в процессе переключения передачи.

Для включения передачи на обмотку электромагнита 1 подается напряжение $U(t)$, характеристику которого формирует ШИМ контроллера по соответствующему алгоритму. На якоре электромагнита 2 возникает усилие $F_{\text{Э.М}}(t)$, пропорцио-

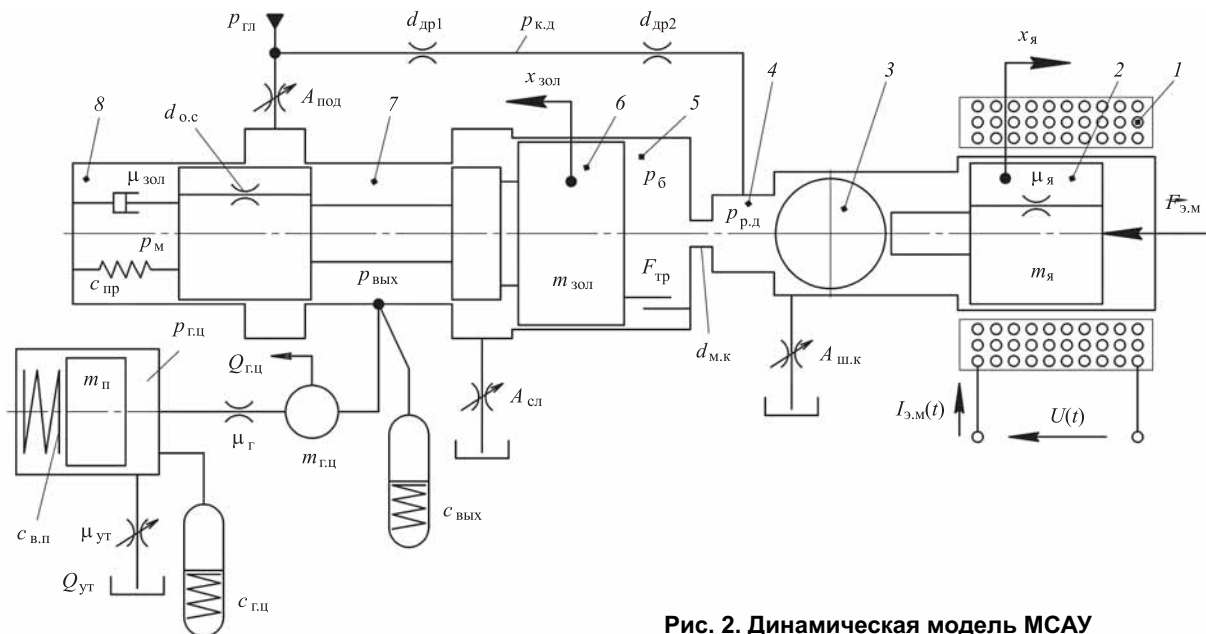


Рис. 2. Динамическая модель МСАУ

нальное току $I_{\text{э.м}}(t)$, передаваемое на шаровый запорно-регулирующий орган регулятора давления. Шарик 3 совместно с якорем 2 перемещается к своему седлу, уменьшая площадь отверстия слива $A_{\text{ш.к}}$ (площадь регулируемого дросселя). В результате в рабочей полости регулятора 4 устанавливается давление $p_{\text{р.д}}$, уравнивающее усилие якоря: $F_{\text{э.м}} = p_{\text{р.д}} A_{\text{с}}$, где $A_{\text{с}}$ — площадь седла шарового затвора регулятора.

Расход рабочей жидкости на слив из регулятора давления зависит от диаметров дросселей $d_{\text{др1}}$ и $d_{\text{др2}}$, расположенных в канале подвода, и от их количества, но практически не зависит от размеров запорно-регулирующего органа (диаметров шара и его седла [4]). Во включенном состоянии управляемой передачи шарик 3 прижат усилием электромагнита к седлу, и расход на слив отсутствует.

Рабочая полость 4 регулятора давления межкамерным дросселем $d_{\text{м.к}}$ связана с полостью управления 5 регулятора-распределителя, представляющего собой трехлинейный золотниковый клапан с дифференциальным золотником 6 [2]. В золотнике выполнен дроссель обратной связи $d_{\text{о.с}}$; полость пружины 8 и межпоясковая полость 7.

На основе предложенной динамической модели (рис. 2) разработана математическая модель процесса функционирования МСАУ. Она представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений, составленных в нормальной форме Коши:

$$\left. \begin{aligned} dI_{\text{э.м}}/dt &= (U - R_{\text{э.м}}I_{\text{э.м}})/L_{\text{э.м}}; \\ dv_{\text{я}}/dt &= (A_{\text{с}}p_{\text{р.д}} - A_{\text{э.м}}I_{\text{э.м}} - B_{\text{э.м}}I_{\text{э.м}}x_{\text{я}} - \mu_{\text{я}}v_{\text{я}})/m_{\text{я}}; \\ dv_{\text{зол}}/dt &= \left[\frac{A_{\text{б}}(p_{\text{р.д}} - k_{\text{м.к}}v_{\text{зол}}^2) - A_{\text{м}}(p_{\text{вых}} + k_{\text{о.с}}v_{\text{зол}}^2) - F_{\text{пр0}} - c_{\text{пр}}x_{\text{зол}} - \mu_{\text{зол}}v_{\text{зол}} - F_{\text{тр}}\text{sign}v_{\text{зол}}}{m_{\text{зол}}}; \right. \\ dQ_{\text{г.ц}}/dt &= [p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - (\mu_{\text{г.л}} + \mu_{\text{г.н}}|Q_{\text{г.ц}}|Q_{\text{г.ц}})]/m_{\text{г.ц}}; \\ dp_{\text{г.ц}}/dt &= c_{\text{г.ц}}(Q_{\text{г.ц}} - Q_{\text{ут}}); \\ dp_{\text{вых}}/dt &= c_{\text{вых}}(Q_{\text{ш}} + A_{\text{м}}v_{\text{зол}} - Q_{\text{г.ц}}); \\ dx_{\text{я}}/dt &= v_{\text{я}}; \\ dx_{\text{зол}}/dt &= v_{\text{зол}}. \end{aligned} \right\} (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения параметров и переменных: $L_{\text{э.м}}$, $R_{\text{э.м}}$ — индуктивность и активное сопротивление обмотки электромагнита, Гн; Ом; $v_{\text{я}}$, $v_{\text{зол}}$ — скорости перемещений якоря электромагнита и золотника, м/с; $m_{\text{я}}$, $m_{\text{зол}}$ — массы якоря и золотника, кг; $\mu_{\text{я}}$, $\mu_{\text{зол}}$ — коэффициенты демпфирования колебаний якоря и золотника, Н·с/м; $A_{\text{с}}$ — площадь седла шарового затвора регулятора давления, м²; $A_{\text{э.м}}$,

$B_{\text{э.м}}$ — коэффициенты характеристики пропорционального электромагнита, Н/А; Н/(м·А); $A_{\text{б}}$, $A_{\text{м}}$ — площади большого и малого поясков золотника, м²; $k_{\text{о.с}}$, $k_{\text{м.к}}$ — коэффициенты гидравлических сопротивлений дросселя обратной связи и межкамерного дросселя, Н·с²/м⁴; $F_{\text{пр0}}$ — усилие пружины регулятора-распределителя в исходном положении золотника, Н; $c_{\text{пр}}$ — коэффициент жесткости пружины, Н/м; $F_{\text{тр}}$ — сила сухого трения золотника, Н; $m_{\text{г.ц}}$ — коэффициент гидравлической массы в магистрали подачи к гидроцилиндру, кг/м⁴; $Q_{\text{г.ц}}$, $Q_{\text{ут}}$ — расход жидкости в магистрали подачи к гидроцилиндру и утечки из нее, м³/с; $p_{\text{вых}}$, $p_{\text{г.ц}}$ — давления на выходе регулятора-распределителя и в гидроцилиндре, Па; $\mu_{\text{г.л}}$, $\mu_{\text{г.н}}$ — коэффициенты линейного и нелинейного гидравлических сопротивлений магистрали, Н·с²/м⁸; $c_{\text{вых}}$, $c_{\text{г.ц}}$ — коэффициенты гидравлических жесткостей упругих элементов на выходе регулятора-распределителя и в гидроцилиндре, Н/м⁵; $Q_{\text{ш}}$ — расход через дросселирующие щели золотникового клапана, м³/с.

Для вычисления $Q_{\text{ш}}$ предложены выражения:

$$Q_{\text{ш}} = \begin{cases} Q_{\text{под}} = [x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол0}} + \Delta_{\text{п}}/2)]k_{\text{Q}} & \text{при } x_{\text{зол}} > (x_{\text{зол0}} + \Delta_{\text{п}}/2); \\ Q_{\text{сл}} = [x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол0}} - \Delta_{\text{п}}/2)]k_{\text{Q}} & \text{при } x_{\text{зол}} < (x_{\text{зол0}} - \Delta_{\text{п}}/2); \\ Q_{\text{ш}} = 0 & \text{в иных случаях,} \end{cases} (2)$$

где $Q_{\text{под}}$ — подача рабочей жидкости через напорную щель $A_{\text{под}}$ к регулятору-распределителю, м³/с; $Q_{\text{сл}}$ — слив жидкости через сливную щель $A_{\text{сл}}$, м³/с; $x_{\text{зол0}}$ — координата среднего положения золотника при перекрытых дросселирующих щелях, м; $\Delta_{\text{п}}$ — величина перекрытия дросселирующих щелей золотником, м.

При решении уравнений (1) необходимо располагать характеристикой давления $p_{\text{р.д}}$, формируемой регулятором давления в процессе управления фрикционным автоматической коробки передач в соответствии с заданным алгоритмом изменения тока в обмотке электромагнита $I_{\text{э.м}}$. Вместе с тем давление $p_{\text{р.д}}$ связано с давлением питания гидросистемы $p_{\text{гл}}$, потерями давления на дросселях $d_{\text{др1}}$ и $d_{\text{др2}}$ и характеристикой изменения площади регулируемого дросселя $A_{\text{ш.к}}$, управляемого запорно-регулирующим органом 3 регулятора давления

(см. рис. 2). Давления $p_{р.д}$, $p_{гл}$ и $p_{к.д}$ связаны между собой системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{A_{др2}^2}{A_{др1}^2} p_{р.д} + \left(1 + \frac{A_{др2}^2}{A_{др1}^2}\right) p_{к.д} &= p_{гл}; \\ \frac{A_{ш.к}^2}{A_{др1}^2} p_{р.д} + p_{к.д} &= p_{гл}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $p_{гл}$ — давление в главной масляной магистрали, Па; $p_{р.д}$ — давление в рабочей полости регулятора, Па; $p_{к.д}$ — давление в канале между дросселями $d_{др1}$ и $d_{др2}$, Па; $A_{др1}$, $A_{др2}$ — площади дросселей $d_{др1}$ и $d_{др2}$, м²; $A_{ш.к}$ — площадь регулируемого дросселя, образуемого шаровым клапаном, м².

Площадь регулируемого дросселя $A_{ш.к}$ зависит от перемещения шара совместно с якорем $h = x_я$ и определяется по формулам:

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

$$D(h) = \sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{ш}^2 - d_c^2}{4}} + h\right)^2 + \frac{d_c^2}{4}}, \quad (5)$$

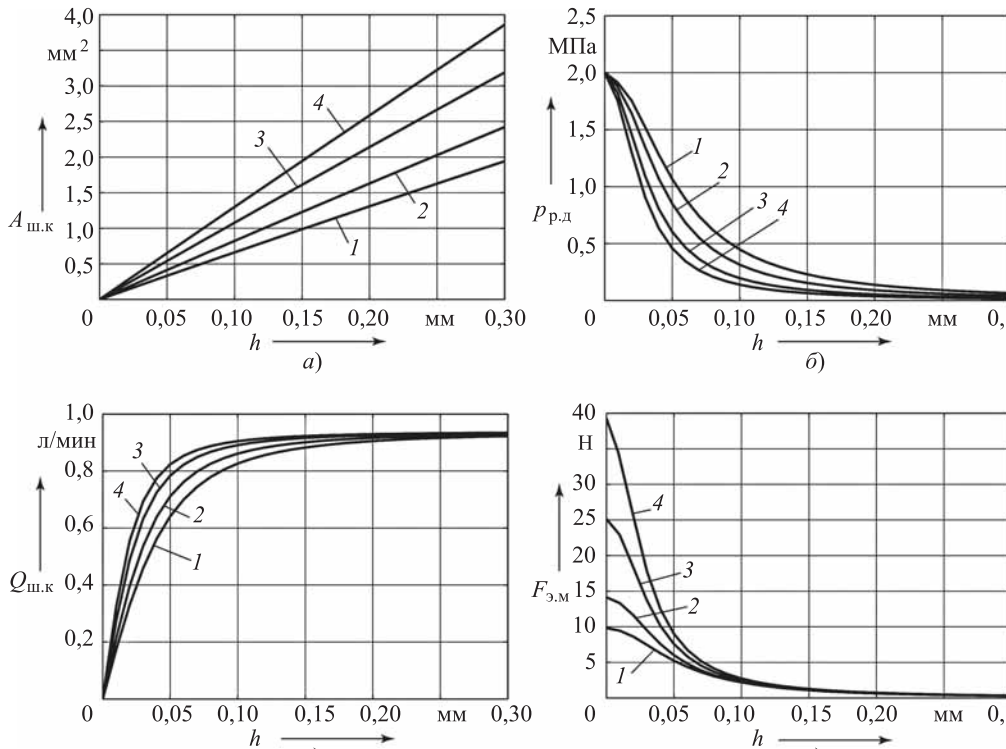


Рис. 3. Характеристики регулятора давления при различных размерах шарового затвора: 1 — $d_{ш} = 4,763$ мм; $d_c = 2,5$ мм; 2 — $d_{ш} = 6,350$ мм; $d_c = 3$ мм; 3 — $d_{ш} = 7,938$ мм; $d_c = 4$ мм; 4 — $d_{ш} = 9,0$ мм; $d_c = 6$ мм

где d_c — диаметр седла шарового клапана, м; $d_{ш}$ — диаметр шара, м; $D(h)$ — функция перемещения шара, м; h — перемещение шара, м ($h = 0$ — при закрытом шаровом клапане; $h > 0$ — при открытом клапане).

Расход рабочей жидкости на слив через шаровый клапан вычисляется по формуле:

$$Q_{ш.к} = CA_{ш.к} \sqrt{\frac{2p_{р.д}}{\rho}}, \quad (6)$$

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

Давление $p_{р.д}$ пропорционально усилию электромагнита $F_{э.м}$ и обратно пропорционально площади седла шарового клапана A_c :

$$p_{р.д} = F_{э.м} / A_c. \quad (7)$$

Необходимое максимальное усилие электромагнита выбирается из условия:

$$F_{э.м. \max} > A_c p_{гл.ном}, \quad (8)$$

где $p_{гл.ном}$ — номинальное давление в главной гидромагистрали системы управления.

На рис. 3 представлены характеристики регулятора давления, полученные при различных

значениях диаметров шарового затвора $d_{ш}$ и его седла d_c . При расчетах принято $p_{г.л.ном} = 2$ МПа.

Чем меньше $d_{ш}$ и d_c , тем более плавно изменяется давление $p_{р.д}$ (рис. 3, б) и меньше необходимое усилие электромагнита $F_{э.м}$ (рис. 3, в). Однако при этом увеличивается ход якоря, что осложняет возможность обеспечения требования пропорциональности между усилием электромагнита $F_{э.м}$ и током его управления $I_{э.м}$. Расход на слив $Q_{ш.к}$ слабо зависит от параметров $d_{ш}$ и d_c , а определяется величиной регулируемого давления $p_{р.д}$ (рис. 3, б и в).

При моделировании процесса функционирования МСАУ использовалась аппроксимация характеристики давления регулятора полиномом шестого порядка:

$$p_{р.д} = \sum_{n=0}^N b_n x_{я}^n, \quad (9)$$

где $p_{р.д}$ — давление регулятора, МПа; $x_{я}$ — координата якоря, отсчитываемая от положения шарика на его седле, мм; b_n — коэффициенты полинома.

Для регулятора давления с параметрами $d_{ш} = 7,938$ мм; $d_c = 4$ мм получены следующие значения коэффициенты полинома: $b_0 = 2,0347$; $b_1 = -18,840$; $b_2 = -884,31$; $b_3 = 2,1857 \cdot 10^4$; $b_4 = -1,9818 \cdot 10^5$; $b_5 = 8,1129 \cdot 10^5$; $b_6 = -1,2538 \cdot 10^6$. Дисперсия ошибки аппроксимации характеристики давления регулятора составила $\sigma = 4,5297 \cdot 10^{-4}$ МПа². В уравнениях (1), (3), (6) и (7) и в последующем давлении $p_{р.д}$ в Па.

Разработанная математическая модель использована для исследования влияния параметров механизмов МСАУ на показатели качества переходных процессов. Критериями качества приняты время переходного процесса $t_{п}$ и перерегулирование σ . Эти параметры определялись для перемещения золотника $x_{зол}$ и давления на выходе из регулятора-распределителя $p_{вых}$. Переходные характеристики воспроизводились путем ступенчатого изменения управляющего сигнала — напряжения U на выходе ШИМ. При этом было принято начальное значение координаты якоря электромагнита $x_{я0} = 0,04$ мм, а конечное — $x_{як} = 0,03$ мм, а параметры шарового затвора регулятора давления $d_{ш} = 7,938$ мм, $d_c = 4$ мм. Для получения начальных условий интегрирования уравнений (1) решается система алгебраических уравнений:

$$\left. \begin{aligned} U - R_{э.м} I_{э.м} &= 0; \\ A_c p_{р.д0} - A_{э.м} I_{э.м} - B_{э.м} I_{э.м} x_{я0} &= 0; \\ A_b p_{р.д0} - A_m p_{вых} - F_{пр0} - c_{пр} x_{зол} &= 0; \\ p_{вых} - p_{г.ц} - (\mu_{г.л} + \mu_{г.н} Q_{ут}) Q_{ут} &= 0; \\ (x_{зол} - (x_{зол0} + \Delta_{п} / 2)) k_Q - Q_{ут} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где $p_{р.д0}$ — давление регулятора, соответствующее координате якоря $x_{я0}$.

Начальные значения фазовых координат: $U_0 = 4,1273$ В; $I_{э.м0} = 0,24278$ А; $x_{зол0} = 2,5706$ мм; $p_{г.ц0} = 8,3222 \cdot 10^5$ Па; $p_{вых0} = 8,3229 \cdot 10^5$ Па.

Конечные значения фазовых координат также вычислялись по уравнению (10), но при $x_{я.к}$ и соответствующему ему значению $p_{р.д.к}$. В результате: $U_k = 5,5499$ В; $I_{э.м.к} = 0,32646$ А; $x_{зол.к} = 2,5706$ мм; $p_{г.ц.к} = 1,1683 \cdot 10^6$ Па; $p_{вых.к} = 1,1684 \cdot 10^6$ Па.

Начальные и конечные значения скоростей якоря электромагнита $v_{я0} = 0$ и золотника $v_{зол0} = 0$, так как они соответствуют установившимся режимам системы.

Результаты исследования

На рис. 4, а—д показаны графики переходных характеристик основных фазовых переменных, наиболее ярко иллюстрирующих происходящие процессы в механизмах МСАУ при управлении фрикционными автоматической трансмиссии.

Показатели качества процесса управления $t_{п}$ и σ определяются по графикам переходных характеристик [5, 6]. Для этого на графиках проводят линии коридора стабилизации, при вхождении в который исследуемой характеристики переходный процесс считается законченным. Ширина коридора стабилизации i -й характеристики Δ_{ki} определяется выражением:

$$\Delta_{ki} = 0,05 |x_{i.к} - x_{i0}| = 0,05 \Delta x_i, \quad (11)$$

где x_{i0} , $x_{i.к}$ — соответственно начальное и конечное установившиеся значения координаты x_i .

Время переходного процесса $t_{пi}$ определяется моментом последнего пересечения графиком линий коридора стабилизации и характеризует быстрдействие системы управления. Перерегулирование определяется по формуле:

$$\sigma_i = 1 + \frac{A_{i \max}}{\Delta x_i}, \quad (12)$$

где $A_{i \max}$ — максимальная амплитуда координаты x_i , измеряемая относительно $x_{i.к}$.

Если Δx_i значительно меньше $|x_{i.к}|$ или равно нулю, тогда вместо Δx_i в формулах (5) и (6) принимают $|x_{i.к}|$.

При ступенчатом скачкообразном изменении напряжения U на выходе ШИМ ток в обмотке электромагнита от начального значения $I_{э.м0}$ практически мгновенно возрастает по апериодической кривой до конечного значения $I_{э.м.к}$,

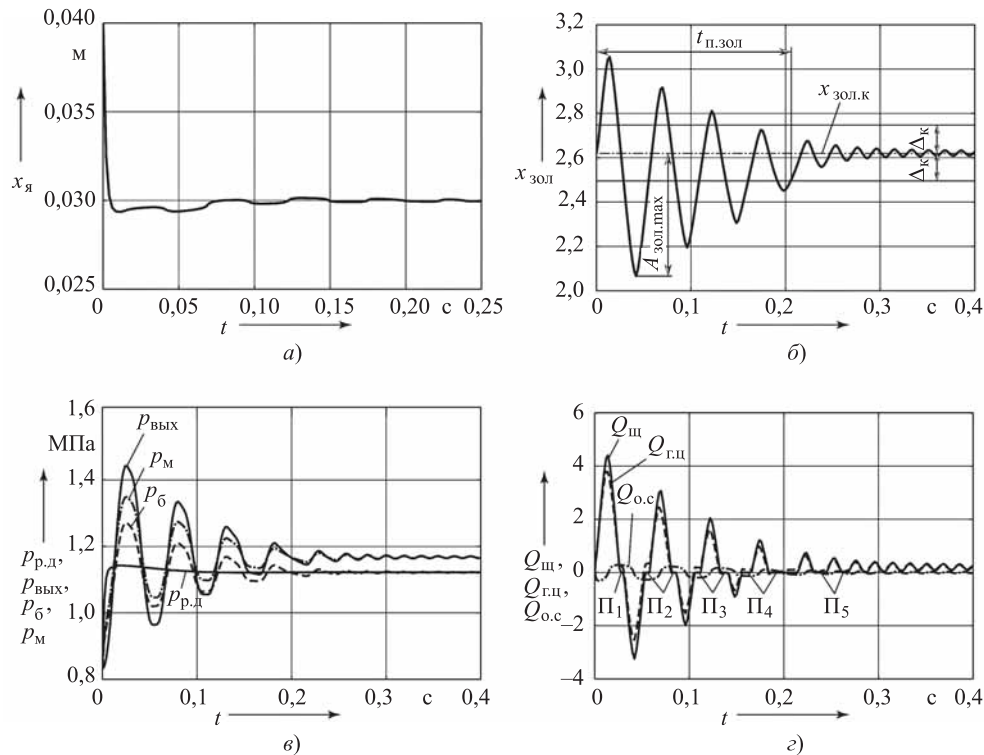


Рис. 4. Графики переходных характеристик МСАУ

что обусловлено очень малой индуктивностью $L_{\text{э.м}}$, характеризующей инерционность электромагнита. Соответственно изменению тока $I_{\text{э.м}}$ происходит перемещение якоря электромагнита $x_{\text{я}}$ (рис. 4, а). Перерегулирование координаты $x_{\text{я}}$ незначительное, и переходный процесс быстро затухает.

На рис. 4, б представлен график переходной характеристики перемещения золотника $x_{\text{зол}} = f(t)$. Эта характеристика носит колебательный характер. Коридор стабилизации $\Delta_{\text{к}}$ изображен тонкими сплошными линиями и отмечено время переходного процесса $t_{\text{п.зол}}$. Очевидны значительные амплитуды колебаний координаты золотника $x_{\text{зол}}$. Однако переходный процесс довольно быстро затухает.

На рис. 4, в изображены графики давлений регулятора $p_{\text{р.д}}$, на выходе регулятора-распределителя $p_{\text{вых}}$, в полости управления выходным давлением $p_{\text{б}}$ (полость большого пояска золотника) и в полости пружины золотника $p_{\text{м}}$. Давление $p_{\text{р.д}}$ очень быстро и плавно устанавливается с минимальным перерегулированием, что характеризует высокое качество работы регулятора с шаровым запорно-регулирующим органом. Золотник же регулятора-распределителя совершает колебания, в результате и регулируемое им давление $p_{\text{вых}}$

носит колебательный характер. При этом время переходного процесса $t_{\text{п.вых}}$ и перерегулирование $\sigma_{\text{вых}}$ оказываются больше, чем соответствующие им показатели золотника $t_{\text{п.зол}}$ и $\sigma_{\text{зол}}$.

Очень важной характеристикой МСАУ является расход рабочей жидкости $Q_{\text{щ}}$ через дросселирующие щели золотникового клапана. На рис. 4, з показаны графики изменения $Q_{\text{щ}}$ во времени. Положительные значения $Q_{\text{щ}}$ соответствуют подаче $Q_{\text{под}}$ через напорную щель $A_{\text{под}}$ в полость 7 (рис. 2) регулятора-распределителя, а отрицательные — расходу на слив $Q_{\text{сл}}$ через сливную щель $A_{\text{сл}}$. При этом устанавливается баланс расходов $Q_{\text{щ}} + Q_{\text{г.ц}} + Q_{\text{о.с}} = 0$, где $Q_{\text{г.ц}}$ — подача в гидроцилиндр (штриховая линия); $Q_{\text{о.с}}$ — величина циркуляции жидкости (перетекания) через дроссель обратной связи $d_{\text{о.с}}$ из полости пружины 8 (рис. 2) в межпоясковую полость золотника 7 и обратно (штрихпунктирная линия). При перекрытии золотником обеих дросселирующих щелей $A_{\text{под}}$ и $A_{\text{сл}}$ проход жидкости через них прекращается, тогда $Q_{\text{щ}} = Q_{\text{под}} = Q_{\text{сл}} = 0$. Этому положению соответствуют участки графика $Q_{\text{щ}}$, отмеченные буквами П₁...П₅. Отрицательные значения $Q_{\text{о.с}}$ относятся к выдавливанию жидкости из полости пружины 8 в полость 7, а положительные — обратному перетеканию.

В состав $Q_{г.ц}$ входит расход утечек $Q_{ут}$. После завершения переходного процесса при $t \geq t_{п}$ среднее значение $Q_{г.ц}$ соответствует компенсации утечек $Q_{ут}$.

Расход на слив $Q_{сл}$ зависит от перекрытия дросселирующих щелей $\Delta_{п}$. На рис. 5, а представлены графики изменения во времени объемов подачи $W_{под}$ и слива $W_{сл}$ при двух значениях $\Delta_{п}$. Сплошными линиями изображены графики, соответствующие положительному перекрытию $\Delta_{п} = 0,2$ мм, а штриховыми — отрицательному $\Delta_{п} = -0,2$ мм. При отрицательном перекрытии слив продолжается в течение всего времени процесса регулирования давления в гидроцилиндре фрикциона при включении передачи. При положительном же перекрытии слив происходит лишь во время переходного процесса $t_{п.зол}$. На рис. 5, б приведены зависимости $W_{под}$ и $W_{сл}$ от величины перекрытия $\Delta_{п}$.

Характерная особенность приведенных на рис. 4, а–г графиков — переменная частота колебаний переходных характеристик. В начальный период при больших амплитудах частота колебаний существенно ниже, чем после завершения переходного процесса. Как известно, в линейных системах при ступенчатом воздействии свободный затухающий переходный процесс происходит с постоянной частотой, соответствующей нижней резонансной частоте.

Для выяснения причины переменности частоты колебаний нелинейные функции системы дифференциальных уравнений (7) подвергнуты линеаризации, определен спектр матрицы Якоби, на основе которого установлено, что МСАУ имеет три резонансных частоты: 29,3; 445,6; 526,1 Гц. Определены также парциальные частоты колебаний золотника $\omega_{п.зол}$ и сосредоточенной массы жидкости $m_{г.ц}$ в магистрали подачи к гидроцилиндру $\omega_{п.г.ц}$. Получены следующие значения $\omega_{п.зол} = 55,9$ Гц; $\omega_{п.г.ц} = 522,3$ Гц. Согласно же графику на рис. 4, б начальная частота колебаний золотника составляет примерно 12 Гц, а конечная — 60 Гц. Такие особенности моделируе-

мой нелинейной системы обусловлены влиянием дросселей обратной связи $d_{о.с}$ и межкамерного $d_{м.к}$. В начальной стадии переходного процесса вследствие больших амплитуд перемещений и скоростей золотника время перетекания рабочей жидкости между полостями 7 и 8 через дроссель $d_{о.с}$ и между полостями 5 и 4 через дроссель $d_{м.к}$ (рис. 2) существенно возрастает, что и приводит к снижению частоты колебаний. После завершения переходного процесса амплитуды колебаний незначительные, поэтому сопротивления дросселей практически не влияют на частоту.

С увеличением диаметров дросселей $d_{о.с}$ и $d_{м.к}$ частота колебаний в начальном периоде переходного процесса возрастает и начинает приближаться к парциальной частоте колебаний золотника $\omega_{п.зол}$. На рис. 6, а, б приведены графики, полученные при увеличении диаметров дросселей $d_{о.с}$ и $d_{м.к}$ в 2 раза (с 0,8 до 1,6 мм). Частота колебаний в начальный период повысилась до 40 Гц. Однако при этом увеличиваются амплитуды установившихся колебаний давления $p_{вых}$ в 4 раза (рис. 6, а), а подачи $Q_{щ}$ — в 3,14 раза и ее максимальной амплитуды в 1,83 раза (рис. 6, б), что существенно ухудшает качество процесса ре-

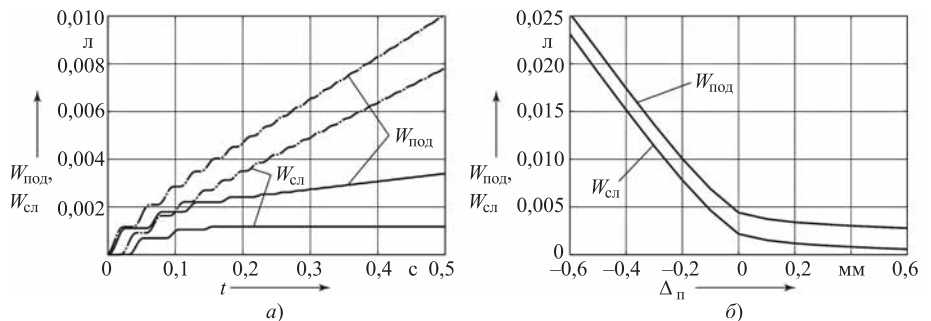


Рис. 5. Зависимости объемов подачи и слива от времени (а) и от величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана регулятора-распределителя МСАУ (б)

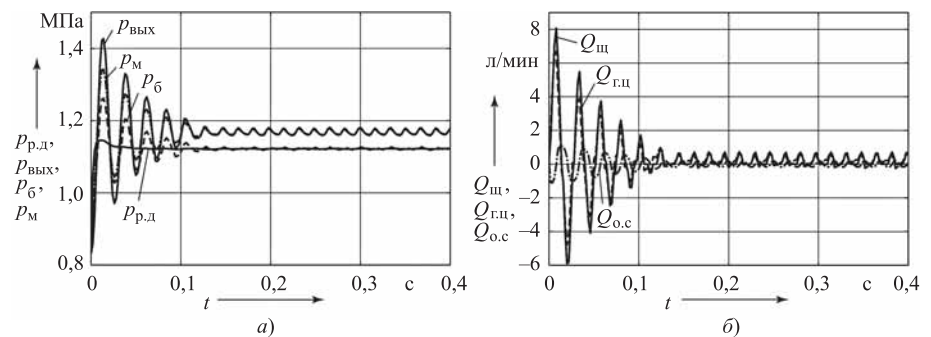


Рис. 6. Графики переходных характеристик МСАУ при увеличении диаметров дросселей в 2 раза

гулирования управляемого давления $p_{\text{ВЫХ}}$. При этом золотник в установившемся режиме продолжает циклически перекрывать дросселирующие щели $A_{\text{ПОД}}$ и $A_{\text{СЛ}}$.

На основе предложенной математической модели МСАУ проведены исследования влияния ее параметров на показатели качества переходных процессов. Установлено, что наибольшее влияние оказывают следующие параметры:

величина перекрытия дросселирующих щелей золотника $\Delta_{\text{П}}$;

соотношение между диаметрами большого и малого поясков золотника $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$;

диаметры дросселей $d_{\text{о.с}}$ и $d_{\text{м.к}}$ (рис. 2).

Влияние перекрытия $\Delta_{\text{П}}$ отображено графиками на рис. 7, а, б. Для переходной характеристики давления $p_{\text{ВЫХ}}$ показатели $t_{\text{п.ВЫХ}}$ и $\sigma_{\text{ВЫХ}}$ при отрицательном перекрытии существенно ухудшаются, а для перемещения золотника, наоборот, улучшаются. Реально используемый на практике диапазон значений $\Delta_{\text{П}} = -0,2 \dots +0,2$ мм. Поскольку выходной характеристикой МСАУ является $p_{\text{ВЫХ}}$, то, согласно полученным результатам, целесообразно принять $\Delta_{\text{П}} = 0 \dots 0,2$ мм.

Увеличение соотношения диаметров поясков золотника $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$, как следует из рис. 8, а, б, приводит к ухудшению показателей качества. Наилучшие результаты получаются при равенстве $d_{\text{б}} = d_{\text{м}}$. Однако при этом после завершения процесса включения передачи золотник продолжает дросселировать напорную щель $A_{\text{ПОД}}$, что может приводить к снижению давления в гидроцилиндре при наличии утечек в магистрали питания. Поэтому в существующих конструкциях МСАУ применяют дифференциальный золотник при соотношении $d_{\text{б}}/d_{\text{м}} \approx 1,08$.

Влияние диаметров дросселей $d_{\text{о.с}}$ и $d_{\text{м.к}}$ на $t_{\text{п}}$ и σ пока-

зано на рис. 9, а, б. При диаметрах менее 0,8 мм время переходного процесса очень резко возрастает. Увеличение диаметров приводит к возрастанию перерегулирования перемещения золотника $\sigma_{\text{ЗОЛ}}$ и незначительно снижает перерегулирование давления $\sigma_{\text{ВЫХ}}$.

Диаметры дросселей определяют эффективность демпфирования колебаний золотника. Чем меньше значения $d_{\text{о.с}}$ и $d_{\text{м.к}}$, тем выше потери давления при перетекании рабочей жидкости через дроссели, а следовательно, и сила сопротивления перемещению золотника, что приво-

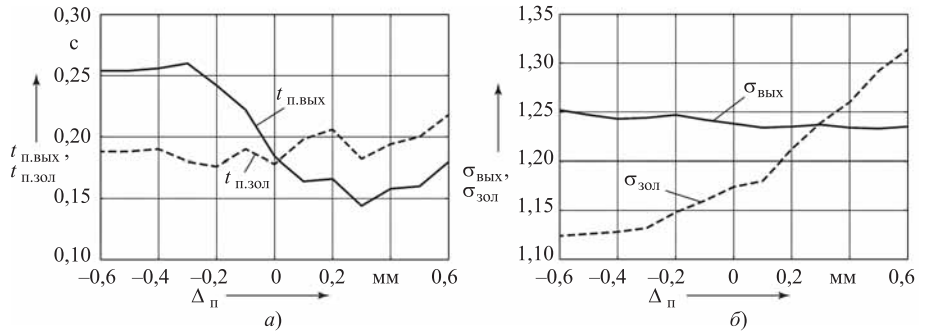


Рис. 7. Влияние величины перекрытия дросселирующих щелей на показатели качества переходных процессов МСАУ

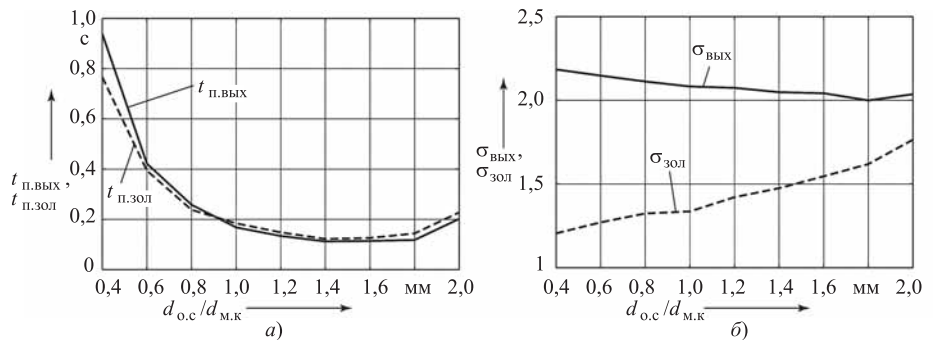


Рис. 8. Влияние соотношения диаметров поясков золотника на показатели качества переходных процессов

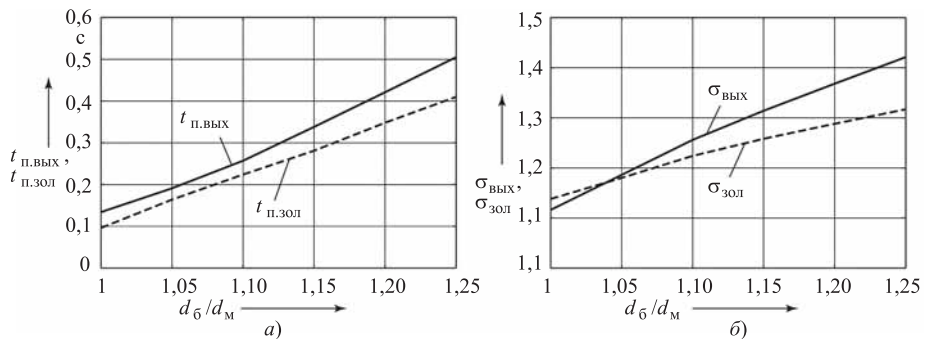


Рис. 9. Влияние диаметров дросселей на показатели качества переходных процессов

дит к снижению амплитуд колебаний и уменьшению величины $\sigma_{\text{зол}}$. Наиболее часто используют в МСАУ дроссели с диаметрами в пределах 0,8–1,0 мм.

Выводы

1. Предложенная математическая модель мехатронной системы управления позволяет адекватно отобразить важнейшие физические свойства всех ее компонентов: регулятора давления, регулятора-распределителя, управляемого исполнительного гидроцилиндра фрикциона, формирующих характеристики переключения передачи в трансмиссии автомобиля. На ее основе проведены исследования влияния параметров МСАУ на показатели качества переходных характеристик и на расходы рабочей жидкости регулятора давления и регулятора-распределителя в процессе осуществления управления.

2. Предлагаемую математическую модель можно использовать при проектировании мехатронных систем управления различными механизмами мобильных машин. Она позволяет определить рациональные параметры проектируемой системы, обеспечивающие получение высоких показателей качества процессов ее функционирования.

3. Полученные результаты исследований позволяют выполнить сравнительный анализ

эффективности существующих систем управления и использовать приведенные рекомендации по их совершенствованию.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Красневский Л. Г., Поддубко С. Н.** О создании современных автоматизированных приводов для отечественной мобильной техники. Часть 1 // Механика машин, механизмов и материалов. Минск, ОИМ. — 2016. — № 3 (36). — С. 21–31.
2. **Тарасик В. П., Романович Ю. С., Савицкий В. С.** Электрогидравлический механизм управления фрикционами гидромеханической передачи // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2012. — № 2 (35). — С. 89–100.
3. **Тарасик В. П., Савицкий В. С.** Экспериментальные исследования электрогидравлического пропорционального клапана мехатронной системы управления автоматической коробки передач // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 9. — С. 10–18.
4. **Тарасик В. П., Горбатенко Н. Н., Савицкий В. С.** Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2014. — № 1 (42). — С. 52–65.
5. **Ксенович И. П., Тарасик В. П.** Теория и проектирование автоматических систем. — М.: Машиностроение, 1996. — 479 с.
6. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем. — Минск: Новое знание, 2016. — 592 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО "ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2017 год

Подписавшись в издательстве, вы:

- 1) получаете без задержек журнал с первого номера;
- 2) экономите на стоимости почтовой доставки;
- 3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

e-mail: realiz@mashin.ru

тел.: 8 (495) 785-60-69.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU