

УДК 629.3

В. П. Тарасик

МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik

SIMULATION OF THE MECHATRONIC SYSTEM FOR FRICTION CLUTCHES CONTROL DURING GEAR CHANGE IN AUTOMOBILE AUTOMATIC TRANSMISSION

Аннотация

Приведены 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.

Abstract

The paper gives the mathematical model of the mechatronic control system and the results of modeling transient characteristics of the system in the process of friction clutches control in the automatic transmission. The influence of the control system parameters on the quality indicators of transient processes has been studied. The diagrams of transient characteristics are given and their essential features are shown.

Key words:

mechatronic control system, automatic transmission, friction, mathematical model, dynamic model, transient characteristic, quality indicators of transient processes.

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 колёсам (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 включает в себя электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК) и микропроцессорный контроллер управления автоматической трансмиссией. В состав системы входят следующие элементы: задающий элемент ЗЭ; преобразующий элемент ПЭ; широтно-импульсный модулятор ШИМ контроллера управления; пропорциональ-

ный электромагнит ПЭМ, содержащий обмотку ОЭМ, магнитопровод и якорь ЯЭМ; регулятор давления рабочей

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

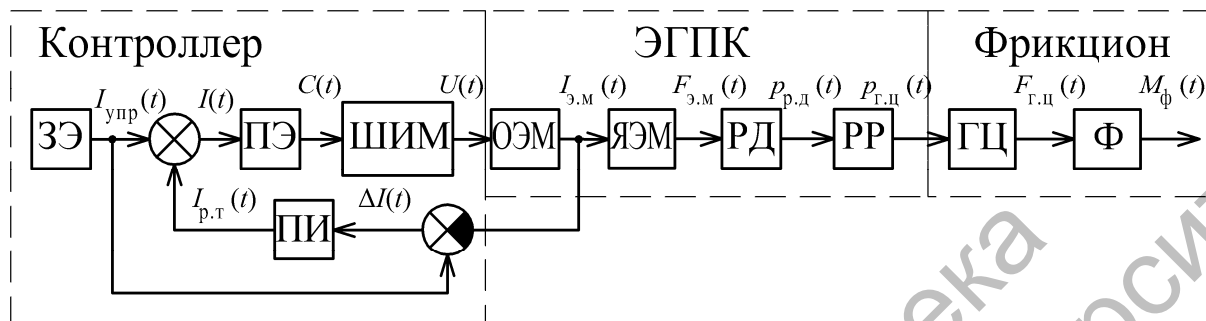


Рис. 1. Функциональная схема МСАУ

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

Назначение регулятора-распределителя заключается в усилении мощно-

сти потока рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона ГЦ в процессе его включения. После заполнения гидроцилиндра характеристика давления рабочей жидкости в его полости $p_{г.ц}(t)$, поддерживаемая РР, несколько отличается от давления $p_{р.д}(t)$, но изменяется практически пропорционально силе тока в обмотке ЭМ $I_{э.м}(t)$. Для поддержания требуемой характеристики тока ЭМ $I_{э.м}(t)$ в контроллере предусмотрен регулятор, обеспечивающий пропорционально-интегральный закон управления величиной тока (ПИ-регулятор).

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

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 данные показатели структуры и параметров всех основных механизмов системы управления. Решение этой проблемы

возможно на основе математического моделирования.

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.

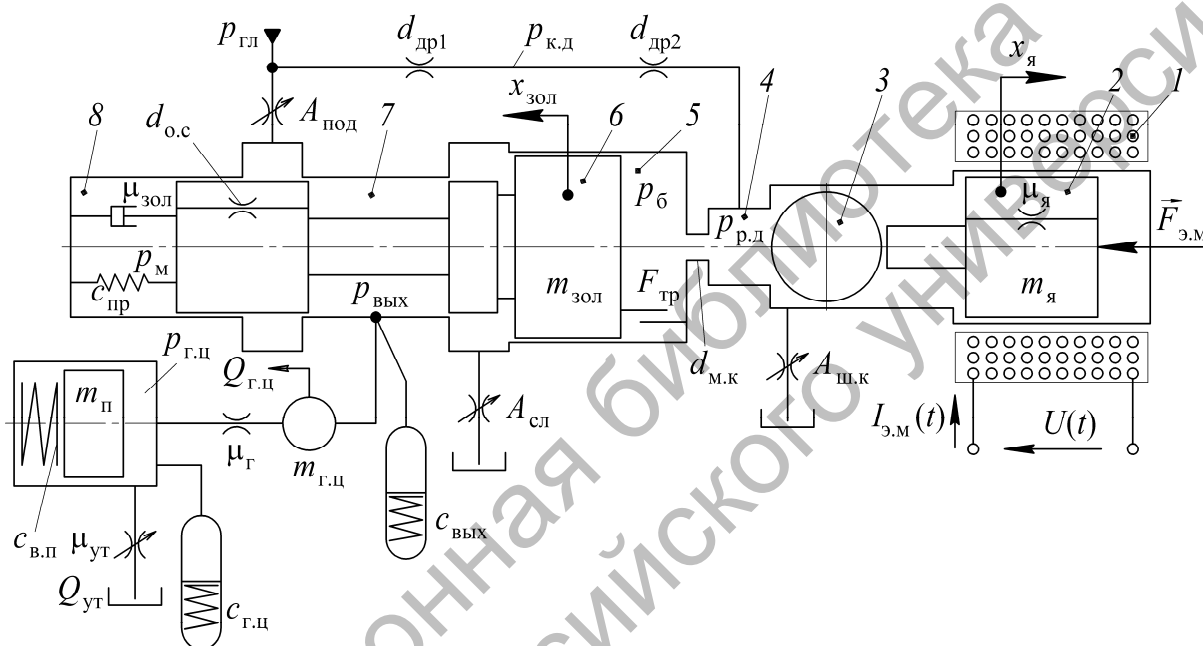


Рис. 2. Динамическая модель МСАУ

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 $F_{г.ц}(t)$ при его включении и регулировании в нём давления в процессе переключения передачи.

Для включения передачи на обмотку электромагнита 1 подаётся напряжение $U(t)$, характеристику которого формирует ШИМ контроллера по соот-

ветствующему алгоритму. На якоре электромагнита 2 возникает усилие $F_{э.м}(t)$, пропорциональное току $I_{э.м}(t)$, передаваемое на шаровый запорно-регулирующий орган 3 регулятора давления. Шарик 3 совместно с якорем 2 перемещается к своему седлу, уменьшая площадь отверстия слива $A_{ш.к}$ (площадь регулируемого дросселя). В результате в рабочей полости регулятора 4 устанавливается давление $p_{р.д}$, уравновешивающее усилие якоря: $F_{э.м} = p_{р.д} A_c$, где A_c – площадь седла шарового затвора регулятора.

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

лу, и расход на слив отсутствует.

Рабочая полость 4 регулятора давления межкамерным дросселем $d_{м.к}$ связана с полостью управления 5 регулятора-распределителя. В золотнике 6 выполнен дроссель обратной связи $d_{о.с}$ [2].

На основе динамической модели МСАУ составлена система дифференциальных уравнений, описывающих процесс её функционирования:

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

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 дроссе-

ля, Н·с²/м⁴; $F_{\text{пр0}}$ – усилие пружины регулятора-распределителя в исходном положении золотника, Н; $c_{\text{пр}}$ – коэффициент жёсткости 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 неё, 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·с/м⁵, Н·с²/м⁸; $c_{\text{вых}}$, $c_{\text{г.ц}}$ – коэффициенты гидравлических жёсткостей упругих элементов на

выходе регулятора-распределителя и в гидроцилиндре, Н/м⁵; $Q_{\text{щ}}$ – расход через дросселирующие щели золотникового клапана, м³/с.

Для вычисления $Q_{\text{щ}}$ предложены следующие выражения:

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

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; $x_{\text{зол}0}$ – координата среднего положения золотника при перекрытых дросселирующих щелях, м; $\Delta_{\text{п}}$ – величина перекрытия дросселирующих щелей золотником, м.

Давление регулятора $p_{\text{р.д}}$ представляет собой сложную нелинейную функцию перемещения $x_{\text{я}}$ якоря электромагнита. График её получен и приведен в [4]. При моделировании процесса функционирования МСАУ использовалась аппроксимация характеристики давления регулятора $p_{\text{р.д}}$ полиномом шестого порядка

$$p_{\text{р.д}} = \sum_{n=0}^N b_n x_{\text{я}}^n, \quad (3)$$

где $x_{\text{я}}$ – координата якоря, отсчитываемая от положения шарика на его седле, м; b_n – коэффициенты полинома.

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

ходные характеристики воспроизводились путем ступенчатого изменения управляющего сигнала – напряжения U на выходе ШИМ. При этом было принято начальное значение координаты якоря электромагнита $x_{\text{я}0} = 0,04$ мм, а конечное – $x_{\text{як}} = 0,03$ мм. Для получения начальных условий интегрирования уравнений (1) решается система алгебраических уравнений

$$\left. \begin{aligned} U - R_{\text{эм}} I_{\text{эм}} &= 0; \\ A_{\text{с}} p_{\text{р.д}0} - A_{\text{эм}} I_{\text{эм}} - B_{\text{эм}} I_{\text{эм}} x_{\text{я}0} &= 0; \\ A_{\text{б}} p_{\text{р.д}0} - A_{\text{м}} p_{\text{вых}} - F_{\text{пр}0} - c_{\text{пр}} x_{\text{зол}} &= 0; \\ p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - (\mu_{\text{г.л}} + \mu_{\text{г.н}} Q_{\text{ут}}) Q_{\text{ут}} &= 0; \\ (x_{\text{зол}} - (x_{\text{зол}0} + \Delta_{\text{п}} / 2)) k_Q - Q_{\text{ут}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $p_{\text{р.д}0}$ – давление регулятора, соответствующее координате якоря $x_{\text{я}0}$.

На рис. 3, а–г показаны графики переходных характеристик основных фазовых переменных, наиболее ярко иллюстрирующих происходящие процессы в механизмах МСАУ при управлении фрикционными автоматической трансмиссии.

Показатели качества процесса управления $t_{\text{п}}$ 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. Ширину коридора стабилиза-

ции i -й характеристики Δ_{ki} можно найти следующим образом:

$$\Delta_{ki} = 0,05|x_{i,k} - x_{i0}| = 0,05\Delta x_i, \quad (5)$$

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

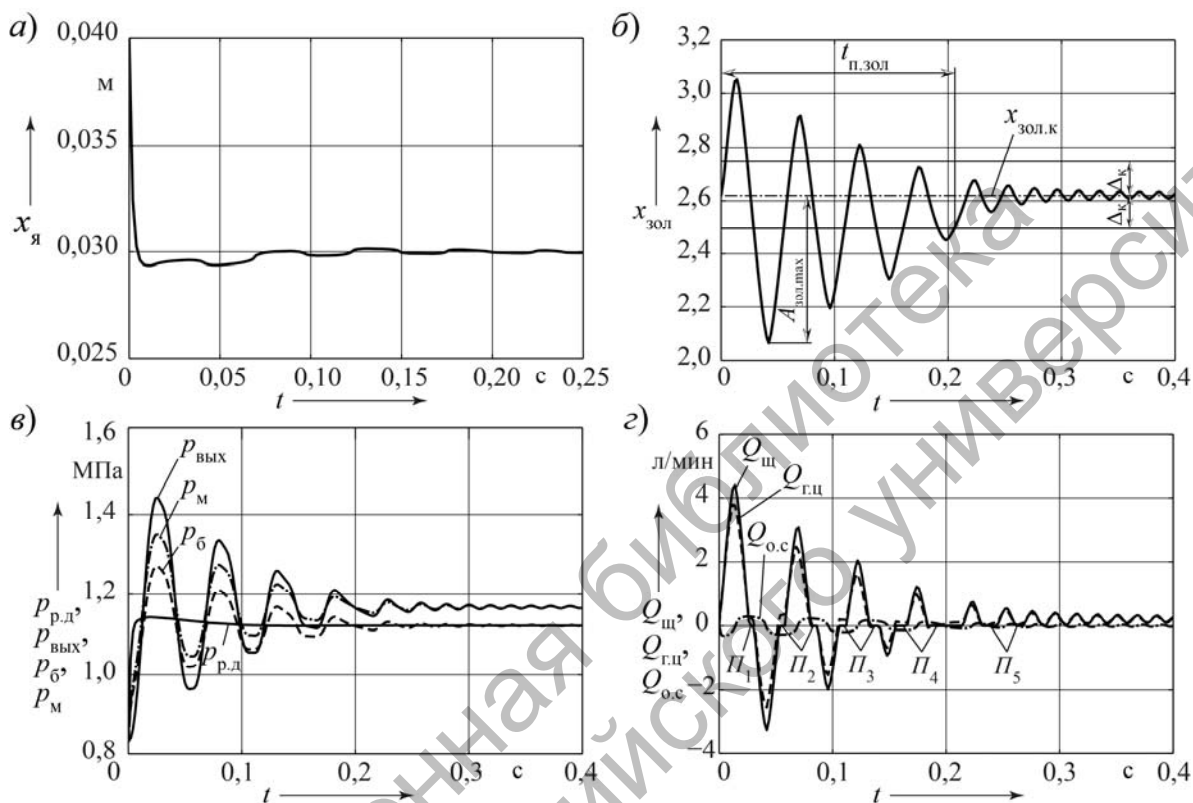


Рис. 3. Графики переходных характеристик МСАУ

Время переходного процесса $t_{\text{п}i}$ определяется моментом последнего пересечения графиком линий коридора стабилизации и характеризует быстродействие системы управления. Перерегулирование можно найти по формуле

$$\sigma_i = 1 + \frac{A_{i \max}}{\Delta x_i}, \quad (6)$$

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

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

При ступенчатом скачкообразном изменении напряжения U на выходе ШИМ ток в обмотке электромагнита от начального значения $I_{\text{э},m0}$ практически мгновенно возрастает по аperiodической кривой до конечного значения $I_{\text{э},m,k}$, что обусловлено очень малой индуктивностью $L_{\text{э},m}$, характеризующей инерционность электромагнита. Соответственно изменению тока $I_{\text{э},m}$ происходит перемещение якоря электромагнита $x_я$ (рис. 3, а). Перерегулирование координаты $x_я$ незначительное, и переходный процесс быстро затухает.

На рис. 3, б представлен график переходной характеристики перемеще-

ния золотника $x_{\text{зол}} = f(t)$. Эта характеристика носит колебательный характер. Коридор стабилизации Δ_K изображён 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. 3, в изображены графики давлений регулятора $p_{\text{р.д}}$, на выходе регулятора-распределителя $p_{\text{вых}}$, в полости 5 управления выходным давлением p_6 и в полости 8 пружины золотника p_8 . 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 6 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 $\sigma_{\text{зол}}$.

Немаловажной характеристикой МСАУ является расход рабочей жидкости $Q_{\text{ш}}$ через дросселирующие щели золотникового клапана. На рис. 3, г показаны графики изменения $Q_{\text{ш}}$ во времени. Положительные значения $Q_{\text{ш}}$ соответствуют подаче $Q_{\text{под}}$ через напорную щель $A_{\text{под}}$ в полость 7 регулятора-распределителя, а отрицательные – расходу на слив $Q_{\text{сл}}$ через сливную щель $A_{\text{сл}}$. При этом устанавливается баланс расходов $Q_{\text{ш}} + Q_{\text{г.ц}} + Q_{\text{о.с}} = 0$, 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 в 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 $Q_{\text{ш}} = Q_{\text{под}} = Q_{\text{сл}} = 0$. Этому положению соответствуют участки графика $Q_{\text{ш}}$, отмеченные буквами $П_1 \dots П_5$. Отрицательные значения $Q_{\text{о.с}}$ относятся к выдавливанию жидкости из полости пружины 8 в полость 7, а положительные – обратному перетеканию.

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

Расход на слив $Q_{\text{сл}}$ зависит от перекрытия дросселирующих щелей $\Delta_{\text{п}}$. На рис. 4, а представлены графики изменения во времени объёмов подачи $W_{\text{под}}$ и слива $W_{\text{сл}}$ при двух значениях $\Delta_{\text{п}}$. Сплошными линиями изображены графики, соответствующие положительному перекрытию $\Delta_{\text{п}} = 0,2$ мм, а штриховыми – отрицательному $\Delta_{\text{п}} = -0,2$ 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 $t_{\text{п.зол}}$. На рис. 4, б приведены зависимости $W_{\text{под}}$ и $W_{\text{сл}}$ от величины перекрытия $\Delta_{\text{п}}$.

Особенность изображенных на рис. 3, 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 затухаю-

ший переходный процесс происходит с постоянной частотой, соответствующей низшей резонансной частоте. Для выяснения причины переменности частоты колебаний нелинейные функции систе-

мы дифференциальных уравнений (1) подвергнуты линеаризации, определен спектр матрицы Якоби, на основе которого установлено, что МСАУ имеет три резонансные частоты: 29,3; 445,6; 526,1 Гц.

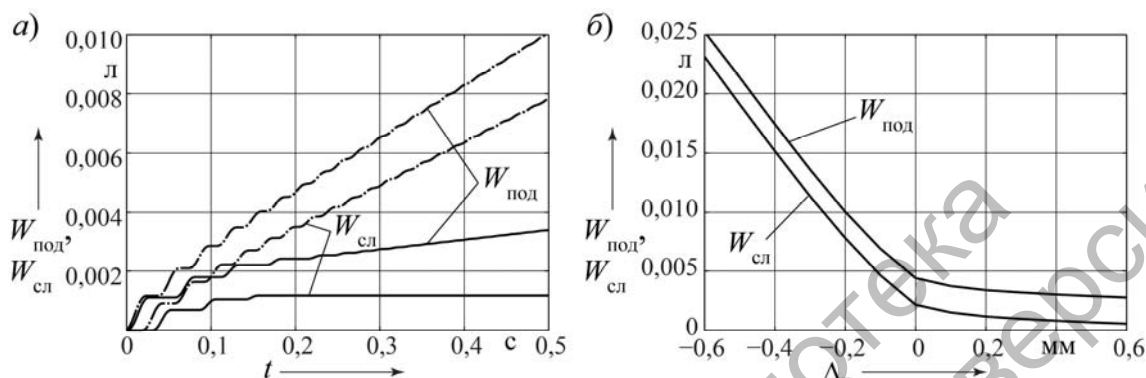


Рис. 4. Зависимости объёмов подачи и слива от величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана регулятора-распределителя МСАУ

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. 3, б начальная частота колебаний золотника составляет примерно 12 Гц, а конечная – 60 Гц. Такие особенности моделируемой 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 $d_{м.к}$ (см. 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. 5, 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 (см. рис. 5, а), а подачи $Q_{ц}$ – в 3,14 раза и её максимальной амплитуды в 1,83 раза (см. рис. 5, б), что существенно ухудшает качество процесса регулирования управляемого давления $p_{вых}$. При этом золотник в установившемся режиме продолжает циклически перекрывать дросселирующие щели $A_{под}$ и $A_{сл}$.

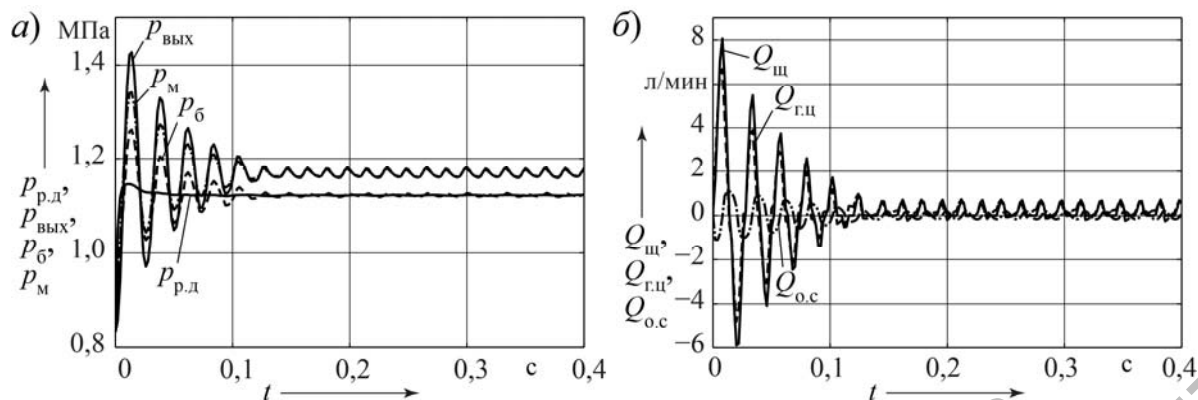


Рис. 5. Графики переходных характеристик МСАУ при увеличении диаметров дросселей в 2 раза

На основе предложенной математической модели МСАУ проведены исследования влияния её параметров на показатели качества переходных процессов. Установлено, что наибольшее влияние оказывают следующие параметры: величина перекрытия дросселирующих щелей золотником $\Delta_{\text{п}}$; соотношение между диаметрами большого и малого поясков золотника $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$; диаметры дросселей $d_{\text{о.с}}$ и $d_{\text{м.к}}$ (см. рис. 2).

Влияние перекрытия $\Delta_{\text{п}}$ отображено графиками на рис. 6, а, б. Для пере-

ходной 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.

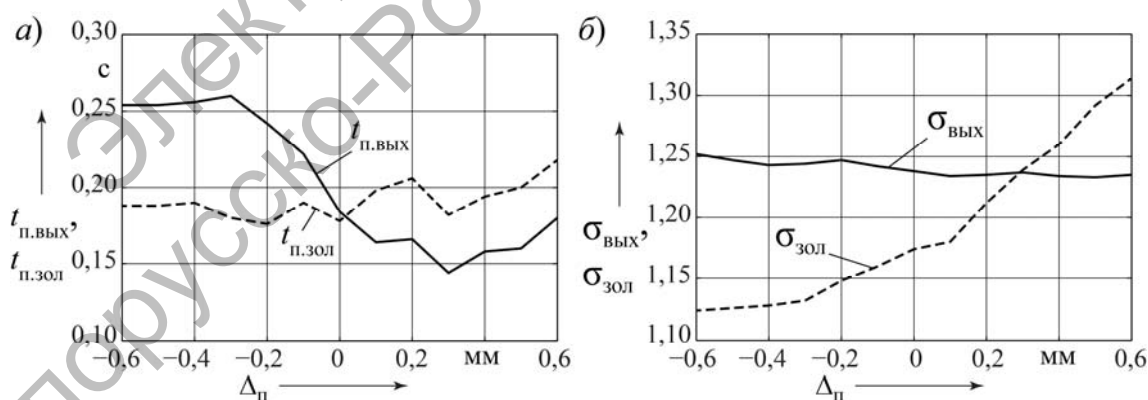


Рис. 6. Влияние величины перекрытия дросселирующих щелей на показатели качества переходных процессов МСАУ

Увеличение соотношения диаметров поясков золотника $d_{\text{б}}/d_{\text{м}}$, как следует из рис. 7, а, б, приводит к ухудше-

нию показателей качества. Наилучшие результаты получаются при равенстве $d_{\text{б}} = d_{\text{м}}$. Однако в этом случае после

завершения процесса включения передачи золотник продолжает дросселировать напорную щель $A_{\text{под}}$, что может приводить к снижению давления в гидrocилиндре при наличии утечек в маги-

страли питания. Поэтому в существующих конструкциях МСАУ применяют дифференциальный золотник при соотношении $d_6/d_M \approx 1,08$.

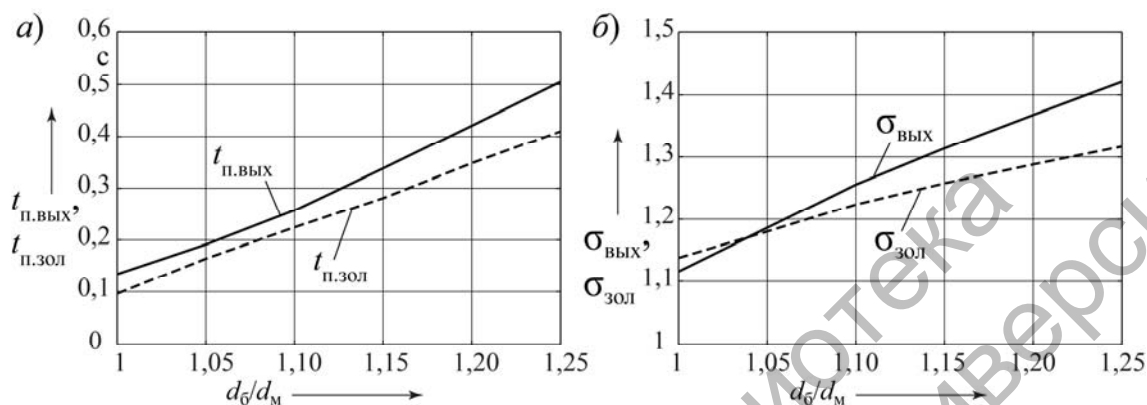


Рис. 7. Влияние соотношения диаметров поясков золотника на показатели качества переходных процессов

Влияние диаметров дросселей $d_{0,c}$ и $d_{M,K}$ на $t_{\text{п}}$ и σ показано на рис. 8, 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 $\sigma_{\text{в.вых}}$.

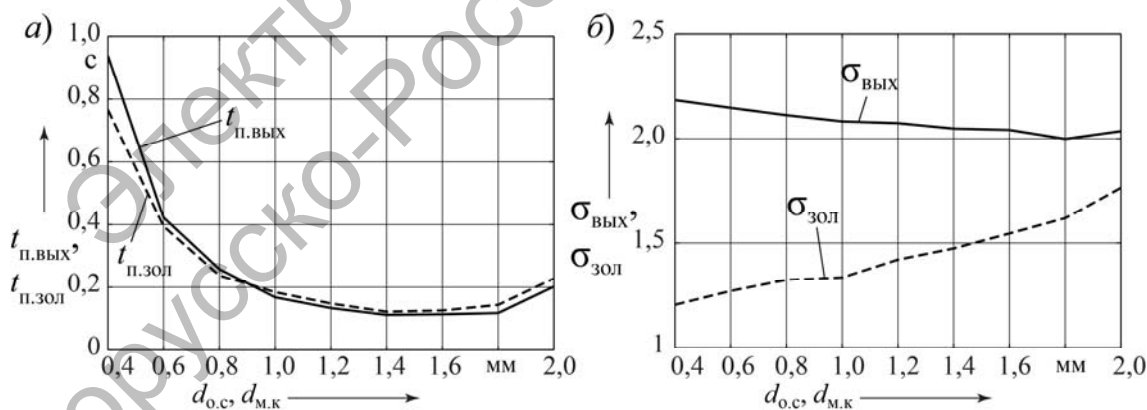


Рис. 8. Влияние диаметров дросселей на показатели качества переходных процессов

Диаметры дросселей определяют эффективность демпфирования колебаний золотника. Чем меньше значения $d_{0,c}$ и $d_{M,K}$, тем выше потери давления

при перетекании рабочей жидкости через дроссели, а следовательно, и сила сопротивления перемещению золотника, что приводит 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

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

чей жидкости регулятора давления и регулятора-распределителя в процессе осуществления управления.

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 её функционирования.

Результаты исследований дают возможность выполнить сравнительный анализ эффективности существующих систем управления и использовать приведенные рекомендации по их совершенствованию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

Статья сдана в редакцию 30 марта 2017 года

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

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