

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.3

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

ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Изложена методика расчета частотных характеристик системы управления. Приведена структурная схема и передаточные функции компонентов системы. Рассмотрены способы частотного анализа и необходимые условия для их использования. Приведены графики частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами автоматической трансмиссии автомобиля.

Ключевые слова: автоматическая трансмиссия, мехатронная система управления, фрикцион переключения передач, пропорциональный электромагнит, регулятор давления, передаточная функция, частотная характеристика.

The methodology for calculating the frequency characteristics of the control system is described. The structural scheme and transfer functions of the system components are given. The methods of frequency analysis and the necessary conditions for their use are considered. The graphs of the frequency characteristics of the mechatronic control system of automobile automatic transmission clutch are given.

Keywords: automatic transmission, mechatronic control system, gear shift clutch, proportional magnet, pressure regulator, transfer functions, frequency characteristic

В Белорусско-Российском университете создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ) фрикционами автомобильной гидромеханической передачи (ГМП), посредством которых осуществляется автоматическое переключение передач трансмиссии. Функциональная и принципиальная схемы МСАУ приведены в [1], где подробно рассмотрены структура системы, принципиальная схема и процесс функционирования. В [2] изложена методика проектирования этой системы.

Созданная МСАУ предназначена для управления процессом изменения давления в гидроцилиндре фрикциона и расходом рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр при включении и выключении фрикционов в процессе переключения передач [3]. Программа управления давлением и расходом жидкости формируется микропроцессорным контроллером ГМП в соответствии с заданным алгоритмом. Реализуемые характеристики управления давлением представлены в [4].

К системе управления фрикционами предъявляется комплекс требований по устойчивости и качеству процесса функционирования, харак-

терных для любого автоматического устройства. МСАУ должна обеспечивать адекватное формирование управляющего давления на ее выходе, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона. Переходные процессы функционирования механизмов МСАУ должны быстро затухать. Время переходного процесса $t_{\text{п}}$ и перерегулирование характеристик управления σ не должны превышать рекомендуемых нормативных значений. Высокое качество процесса регулирования давления должно обеспечиваться также при управляющих воздействиях на систему, формируемых ПИД-регулятором и поступающих в обмотку пропорционального электромагнита. Эти воздействия носят периодический характер, могут возбуждать вынужденные колебания механизмов МСАУ и нарушать процесс формирования характеристик управления. В этом случае необходимо обеспечить предотвращение возможности возникновения резонансных режимов колебаний.

Математическая модель МСАУ приведена в [1]. Она представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений (1). Нелинейности объекта исследования обусловлены наличием

КОНСТРУКЦИЯ

нелинейных функций формируемых давлений и характеристик пропорционального электромагнита, перекрытием дросселирующих щелей золотникового клапана, характеристик сухого трения золотника, физическими свойствами регулируемых и нерегулируемых дросселей гидравлических механизмов системы (местные нелинейные потери давления).

Результаты моделирования и оценки качества переходных процессов созданной системы управления изложены в [1], где приведены графики этих процессов при ступенчатом воздействии управляющего сигнала — напряжения на выходе ШИМ контроллера. Исследованы зависимости показателей качества (времени переходного процесса t_n и перерегулирования σ) от основных параметров механизмов МСАУ (величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана, соотношения диаметров поясков золотника и диаметров дросселей обратной связи).

Важнейшим требованием к системе автоматического управления является обеспечение устойчивости ее функционирования в условиях непрерывно изменяющихся внешних возмущающих и управляющих воздействий. Устойчивость системы характеризует ее работоспособность, заключающуюся в свойстве удерживать управляемые параметры в заданных пределах на всех режимах работы управляемого объекта, без резких отклонений от заданных характеристик.

Цель исследования

Разработка методики определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик сложной нелинейной динамической системы и использование ее для оценки показателей качества и устойчивости процесса функционирования созданной мехатронной системы автоматического управления фрикционными гидромеханической передачи для карьерных самосвалов БелАЗ.

Методика исследования

Исследование качества и устойчивости процессов функционирования системы автоматического управления при периодическом характере изменения управляющих воздействий осуществляется частотными методами. В теории автоматического управления наиболее часто для этой цели используют годограф Найквиста и логарифмические частотные характеристики. Для их применения необходимо получить передаточную функцию

разомкнутой системы управления, т. е. системы с отключенной обратной связью.

Передаточная функция может быть получена лишь для линейной динамической системы, описываемой линейными дифференциальными уравнениями. В случае нелинейных уравнений они подвергаются линеаризации. К линейным дифференциальным уравнениям применимо преобразование Лапласа, превращающее исходную систему дифференциальных уравнений в систему алгебраических уравнений с комплексными переменными.

Предположим, что на вход системы подается управляющее воздействие $q(t)$, а на ее выходе реализуется управляемый процесс $x(t)$. Для получения передаточной функции системы управления в этом случае, используя преобразование Лапласа, преобразуют функции $q(t)$ и $x(t)$ в функции $Q(s)$ и $X(s)$, аргументом которых вместо времени t будет комплексная переменная s . Функции $q(t)$ и $x(t)$ называют оригиналами, а $Q(s)$ и $X(s)$ — их изображениями по Лапласу.

Передаточной функцией $W_x^q(s)$ называется отношение лапласова изображения исследуемого процесса $X(s)$ к лапласову изображению воздействия на систему $Q(s)$ при нулевых начальных условиях:

$$W_x^q(s) = X(s)/Q(s). \quad (1)$$

Передаточная функция представляет собой дробно-рациональную функцию комплексной переменной $s = \alpha + j\omega$ с постоянными коэффициентами. При частотном анализе динамической системы принимают $s = j\omega$:

$$W_x^q(j\omega) = X(j\omega)/Q(j\omega). \quad (2)$$

Комплексные функции $X(j\omega)$ и $Q(j\omega)$ называют частотными характеристиками соответственно исследуемого процесса и внешнего воздействия, а $W_x^q(j\omega)$ — комплексной частотной характеристикой системы (или сокращенно — частотной характеристикой). Частотную характеристику системы $W_x^q(j\omega)$ можно представить в виде

$$W_x^q(j\omega) = U_x^q(\omega) + jV_x^q(\omega), \quad (3)$$

где $U_x^q(\omega) = \operatorname{Re} W_x^q(j\omega)$ — вещественная частотная характеристика, соответствующая проекции вектора $W_x^q(j\omega)$ на вещественную ось Re комплексной плоскости; $V_x^q(\omega) = \operatorname{Im} W_x^q(j\omega)$ — мнимая частотная характеристика, соответствующая проекции вектора на мнимую ось Im .

КОНСТРУКЦИЯ

Модуль и аргумент частотной характеристики определяются по формулам:

$$A_x^q(\omega) = \sqrt{[U_x^q(\omega)]^2 + [V_x^q(\omega)]^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \text{arctg}[V_x^q(\omega)/U_x^q(\omega)]. \quad (5)$$

График зависимости $A_x^q = f(\omega)$ называют амплитудно-частотной характеристикой системы (АЧХ), а график зависимости $\varphi_x^q = f(\omega)$ — фазово-частотной характеристикой (ФЧХ). АЧХ и ФЧХ определяются в предположении, что воздействие $q(t)$ носит гармонический характер:

$$q(t) = A_q \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (6)$$

где A_q — амплитуда воздействия; ω — круговая частота, рад/с; φ_0 — начальная фаза.

АЧХ характеризует зависимость величины отношения амплитуды A_x исследуемого процесса $x(t)$ к амплитуде A_q воздействия $q(t)$ от частоты ω , а ФЧХ — зависимость разности их фаз от частоты:

$$A_x^q(\omega) = A_x/A_q; \quad (7)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \varphi_x - \varphi_0. \quad (8)$$

Наиболее просто оценка устойчивости системы управления осуществляется методом логарифмических частотных характеристик. Поскольку математическая модель исследуемого объекта нелинейная, необходимо вначале произвести ее линеаризацию. Кроме того, следует учесть, что в данной системе имеются два типовых нелинейных элемента, отображающие физические свойства дросселирующих щелей золотникового клапана и сухого трения золотника (см. рис. 2 в [1]). Статические характеристики этих элементов показаны на рис. 1 (дроссе-

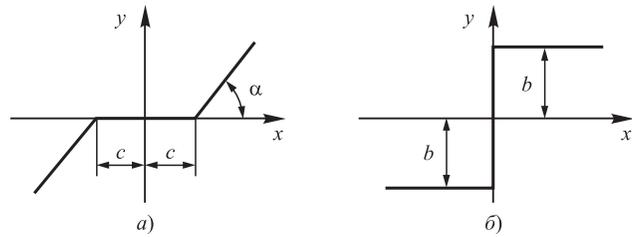


Рис. 1. Статические характеристики нелинейных элементов золотникового клапана МСАУ

лирующих щелей — на рис. 1, а; сухого трения — на рис. 1, б). Для таких нелинейных элементов применяется метод гармонической линеаризации [5, 6]. Рассматриваемые нелинейности однозначные, без гистерезисных петель. Коэффициент гармонической линеаризации элемента на рис. 1, а:

$$q_1(a) = \begin{cases} k - \frac{2k}{\pi} \left(\arcsin \frac{c}{a} + \frac{c}{a} \sqrt{1 - \frac{c^2}{a^2}} \right) & \text{при } a > c; \\ 0 & \text{при } a \leq c, \end{cases} \quad (9)$$

а на рис. 1, б:

$$q_2(a) = 4b/(\pi a), \quad (10)$$

где a — амплитуда сигнала на входе x элемента; k — коэффициент наклона характеристики: $k = \text{tg}(\alpha)$.

Остальные параметры показаны на рис. 1, а и б.

Линеаризация нелинейных функций фазовых координат системы (характеристика давления регулятора $p_{р.д}$, характеристика пропорционального электромагнита, функции потерь давления на дросселях и в гидромагистрали) осуществлялась разложением в ряд Тейлора.

В результате получена линеаризованная математическая модель мехатронной системы управления фрикционными ГМП в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} dI_{\text{э.м}}/dt &= (U - R_{\text{э.м}}I_{\text{э.м}})/L_{\text{э.м}}; \\ dv_{\text{я}}/dt &= \left[A_c(\bar{p}_{р.д} + dp_{р.д}(x_{\text{я}} - \bar{x}_{\text{я}}) - k_z v_{\text{зол}}) - A_{\text{э.м}}I_{\text{э.м}} - \right] / m_{\text{я}}; \\ &\quad \left[-B_{\text{э.м}}(\bar{I}_{\text{э.м}}x_{\text{я}} + \bar{x}_{\text{я}}(I_{\text{э.м}} - \bar{I}_{\text{э.м}})) - \mu_{\text{я}}v_{\text{я}} \right] \\ dv_{\text{зол}}/dt &= \left[A_6(\bar{p}_{р.д} + dp_{р.д}(x_{\text{я}} - \bar{x}_{\text{я}}) - k_z v_{\text{зол}}) - A_{\text{м}}p_{\text{вых}} - F_{\text{пр0}} - c_{\text{пр}}x_{\text{зол}} - \right] / m_{\text{зол}}; \\ &\quad \left[-2(A_6k_{\text{м.к}} + A_{\text{м}}k_{\text{о.с}})|v_{\text{зол}}|v_{\text{зол}} - \mu_{\text{зол}}v_{\text{зол}} - F_{\text{тр}}q_2(a) \right] \\ dQ_{\text{г.ц}}/dt &= \left[p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - \mu_{\text{г.л}}Q_{\text{г.ц}} - \mu_{\text{г.н}}|\bar{Q}_{\text{г.ц}}|\bar{Q}_{\text{г.ц}} - 2\mu_{\text{г.н}}|\bar{Q}_{\text{г.ц}}|(Q_{\text{г.ц}} - \bar{Q}_{\text{г.ц}}) \right] / m_{\text{г.ц}}; \\ dp_{\text{г.ц}}/dt &= c_{\text{г.ц}}(Q_{\text{г.ц}} - Q_{\text{ут}}); \\ dp_{\text{вых}}/dt &= c_{\text{вых}}(Q_{\text{ш}} + A_{\text{м}}v_{\text{зол}} - Q_{\text{г.ц}}); \\ dx_{\text{я}}/dt &= v_{\text{я}}; \\ dx_{\text{зол}}/dt &= v_{\text{зол}}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

КОНСТРУКЦИЯ

Расшифровка обозначений фазовых координат и параметров уравнений (11) дана в [1]. Значения координат $\bar{x}_я$, $\bar{I}_{э.м}$, $\bar{Q}_{г.ц}$, параметра $F_{пр0}$ и характеристики давления регулятора $\bar{p}_{р.д}$ соответствуют исходному статическому состоянию системы. Для исключения их из уравнений (11) продифференцируем 2-е, 3-е и 4-е уравнения по времени, подставляя при этом значения производных $dx_я/dt$, $dx_{зол}/dt$ и $dp_{г.ц}/dt$, и применим к полученным линейным уравнениям преобразование Лапласа. В результате получаем искомые выражения передаточных функций системы управления:

$$W_{I_{э.м}}^U(s) = \frac{I_{э.м}(s)}{U(s)} = \frac{k_1}{T_{э.м}s + 1}; \quad (12)$$

$$W_{v_я}^{I_{э.м}, v_{зол}}(s) = -\frac{v_я(s)}{I_{э.м}(s)} - \frac{v_я(s)}{v_{зол}(s)} = -\frac{k_2s + k_3}{T_я^2s^2 + 2\xi_яT_яс + 1}; \quad (13)$$

$$W_{v_{зол}}^{v_я, p_{вых}, F_{тр}}(s) = \frac{v_{зол}(s)}{v_я(s)} - \frac{v_{зол}(s)}{p_{вых}(s)} - \frac{v_{зол}(s)}{f(F_{тр})} = \frac{k_4 - k_5s - k_6q_2(a)s}{T_{зол}^2s^2 + 2\xi_{зол}T_{зол}s + 1}; \quad (14)$$

$$W_{Q_{г.ц}}^{p_{вых}}(s) = \frac{Q_{г.ц}(s)}{p_{вых}(s)} = \frac{k_{10}s}{T_{г.ц}^2s^2 + 2\xi_{г.ц}T_{г.ц}s + 1}; \quad (15)$$

$$W_{p_{вых}}^{v_{зол}, x_{зол}, Q_{г.ц}}(s) = \frac{p_{вых}(s)}{v_{зол}(s)} + \frac{p_{вых}(s)}{x_{зол}(s)} - \frac{p_{вых}(s)}{Q_{г.ц}(s)} = \frac{k_7 + k_8 + k_9}{s}, \quad (16)$$

где $T_{э.м}$, $T_я$, $T_{зол}$, $T_{г.ц}$ — постоянные времени, характеризующие инерционные свойства соответственно обмотки электромагнита, его якоря, золотника и поршня гидроцилиндра фрикциона с учетом массы рабочей жидкости в гидромагистрали, с; $\xi_я$, $\xi_{зол}$, $\xi_{г.ц}$ — относительные коэффициенты затухания колебаний якоря, золотника и рабочей жидкости.

Для вычисления постоянных времени инерционных звеньев получены следующие выражения:

$$T_{э.м} = L_{э.м}/R_{э.м}; \quad T_я = \sqrt{m_я/(B_{э.м}I_{э.м} - A_c \partial p_{р.д}/\partial x_я)};$$

$T_{зол} = \sqrt{m_{зол}/c_{пр}}; \quad T_{г.ц} = \sqrt{m_{г.ц}/c_{г.ц}}$. Значения этих параметров для исследуемой МСАУ: $T_{э.м} = 1,7647 \cdot 10^{-3}$; $T_я = 3,4872 \cdot 10^{-4}$; $T_{зол} = 6,1457 \cdot 10^{-3}$; $T_{г.ц} = 6,3752 \cdot 10^{-4}$.

Очевидно, что система управления характеризуется малой инерционностью, следовательно, обладает высоким быстродействием.

На основе полученных передаточных функций составляется структурная алгоритмическая схема системы управления. Согласно выражениям (12)—(16) структурная схема содержит одно апериодическое звено (12), три колебательных звена (13)—(15) и одно интегрирующее звено (16). Аperiодическое звено отображает физические свойства пропорционального электромагнита, колебательные звенья — соответственно якоря электромагнита, золотникового клапана и гидросистемы привода гидроцилиндра фрикциона, а интегрирующее — запорно-регулирующего органа золотникового клапана [1].

Параметры $k_1...k_{10}$ представляют собой коэффициенты передачи, характеризующие соотношения между соответствующими сигналами на входе и выходе звеньев. Выражения для вычисления этих коэффициентов легко составляются на основе используемой линеаризованной системы дифференциальных уравнений:

$$k_1 = 1/R_{э.м};$$

$$k_2 = (A_{э.м} + B_{э.м}\bar{x}_я)/(B_{э.м}\bar{I}_{э.м} - A_c dp_{р.д});$$

$$k_3 = A_c k_z / (B_{э.м}\bar{I}_{э.м} - A_c dp_{р.д});$$

$$k_4 = A_6 dp_{р.д}/c_{пр}; \quad k_5 = A_m/c_{пр};$$

$$k_6 = F_{тр}/c_{пр}; \quad k_7 = A_m c_{вых}; \quad k_8 = k_Q c_{вых};$$

$$k_9 = c_{вых}; \quad k_{10} = 1/c_{г.ц}.$$

Введем следующие обозначения основных звеньев структурной схемы системы управления:

$$W_{э.м}(s) = k_1/(T_{э.м}s + 1); \quad (17)$$

$$W_я(s) = 1/(T_я^2s^2 + 2\xi_яT_яс + 1); \quad (18)$$

$$W_{зол}(s) = 1/(T_{зол}^2s^2 + 2\xi_{зол}T_{зол}s + 1); \quad (19)$$

$$W_{г.ц}(s) = 1/(T_{г.ц}^2s^2 + 2\xi_{г.ц}T_{г.ц}s + 1); \quad (20)$$

$$W_{вых}(s) = 1/s. \quad (21)$$

На рис. 2 приведена структурная схема системы управления, составленная на основе выражений (12)—(21). Как видно из рис. 2, МСАУ является многоконтурной и содержит как местные, так и перекрещивающиеся обратные связи передачи сигналов между звеньями. Это существенно осложняет преобразование структурной схемы, однако не является неразрешимым препятствием.

КОНСТРУКЦИЯ

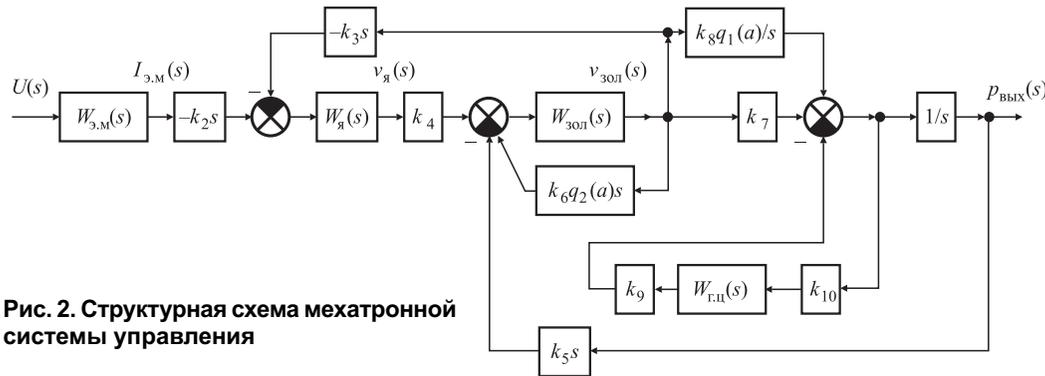


Рис. 2. Структурная схема мехатронной системы управления

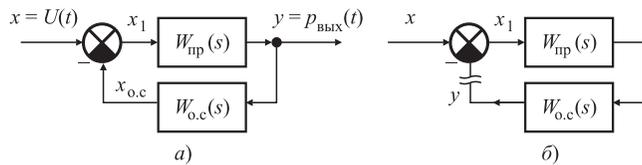


Рис. 3. Структурные схемы замкнутой (а) и разомкнутой (б) системы управления

Структурная схема дает наглядное представление о взаимодействии механизмов автоматической системы. Она отображает процесс формирования и прохождения информационных сигналов между компонентами системы при преобразовании этих сигналов инерционными звеньями.

Для выполнения исследования устойчивости процесса функционирования автоматической системы ее необходимо подвергнуть преобразованию с целью приведения к схеме, показанной на рис. 3, а и б. Приведение осуществляется на основе известных правил преобразования структурных схем [5, 6]. В схеме на рис. 3, а звено с передаточной функцией $W_{пр}(s)$ преобразует сигнал на его входе $x_1 = x - x_{о,с}$ в выходной сигнал $y = p_{вых}(t)$, где $x = U(t)$ — сигнал на входе системы, поступающий от контроллера управления; $x_{о,с}$ — сигнал обратной связи; $p_{вых}(t)$ — давление рабочей жидкости на выходе золотникового клапана регулятора-распределителя, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения [1].

Для применения метода логарифмических частотных характеристик при оценке устойчивости автоматической системы необходимо, чтобы передаточная функция разомкнутой системы $W_p(s)$ представляла комбинацию из передаточных функций звеньев, согласно выражению [6]:

$$W_p(s) = \frac{K}{s^r} \frac{\prod_{j=1}^m W_{\tau}(s)}{\prod_{i=1}^{n-r} W_T(s)}, \quad (22)$$

где K — результирующий коэффициент передачи автоматической системы; r — количество интегрирующих звеньев в системе.

В выражении (22) не допускается наличие суммирования передаточных функций, поскольку логарифм суммы не существует. Этому условию не отвечает исследуемая система управления. Из структурной схемы на рис. 2 видно, что на входах интегрирующего звена $W(s) = 1/s$ и звена гидроцилиндра $W_{г,ц}(s)$ происходит суммирование выходных сигналов звеньев с передаточными функциями $W_{зол}(s)$, $W_{г,ц}(s)$ с учетом пропорциональных звеньев k_7 , k_9 и интегрирующего звена $W(s) = k_8q_1(a)/s$. Следовательно, применение метода логарифмических частотных характеристик в данном случае невозможно. В результате возникает необходимость разработки методики, которая позволила бы решить поставленную проблему.

Частотные характеристики системы управления можно всегда получить универсальным методом, заключающимся в интегрировании системы дифференциальных уравнений при подаче гармонического воздействия (б) на вход системы. После завершения переходного процесса в системе установятся гармонические колебания. Определив амплитуды A_x установившихся процессов колебаний $x(t)$, по формуле (7) вычисляют АЧХ. Сравнивая фазы колебаний φ_x процессов $x(t)$ с начальной фазой воздействия φ_q , согласно выражению (8) определяют ФЧХ.

Следует, однако, иметь в виду, что использование в этом случае линеаризованной системы уравнений (11) чревато существенными погрешностями результатов исследований. Графики реальных процессов $x(t)$ отклоняются от формы гармонической функции и могут значительно изменяться при различных частотах и амплитудах воздействия. На это обстоятельство обращалось внимание в [1], где была отмечена, в частности, существенная зависимость значений резонанс-

КОНСТРУКЦИЯ

ных частот от параметров нелинейных элементов системы. Поэтому наиболее целесообразно определять частотные характеристики на основе исходной нелинейной математической модели.

Для получения частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии использована математическая модель (1), приведенная в [1]. На входе системы (рис. 2) задавалось гармоническое воздействие:

$$U(t) = U_0 + A_U \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (23)$$

где U_0 — среднее значение воздействия, соответствующее рабочей точке координаты регулятора давления $x_{я0}$; A_U — амплитуда воздействия; φ_0 — начальная фаза.

При моделировании полагали, что получаемые графики изменения исследуемых процессов $x(t)$ достаточно близки к гармоническим:

$$x(t) = x_0 + A_x \sin(\omega t + \varphi_x), \quad (24)$$

где x_0 — средние значения исследуемых процессов $x(t)$; A_x , φ_x — амплитуды колебаний и фазовые углы этих процессов.

Выполнение исследований начинается с оценки значений резонансных или собственных частот системы, что необходимо для выбора диапазона изменения частоты внешнего воздействия $U(t)$ на объект. В первом приближении для этого можно использовать информацию о постоянных времени T_i инерционных звеньев автоматической системы. Приблизительно собственные частоты найдем из соотношений $\omega_{ci} = 1/T_i$. Значения ω_c в данном случае находятся в пределах 163...2868 рад/с (26...456 Гц). Принимая во внимание эту приближенную оценку, вычисление частотных характеристик выполнялось в диапазоне $\omega = 0...3140$ рад/с (0...500 Гц).

Методика определения АЧХ заключалась в следующем. Варьируя частотой воздействия ω в принятых пределах с шагом $\Delta\omega$, осуществлялось интегрирование системы уравнений математической модели. Значения АЧХ вычисляли после завершения переходного процесса. Время переходного процесса $t_{п}$ принимали в пределах $t_{п} = (2...3)\pi/\omega_c$. Исследованиям подвергались процессы, характеризующие качество функционирования всех компонентов МСАУ: величина тока в обмотке электромагнита $I_{эм}$; перемещение якоря электромагнита $x_я$; давление регулятора $p_{р.д}$; перемещение золотника $x_{зол}$; давление

на выходе золотникового клапана $p_{вых}$; давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{г.ц}$. По графикам результатов интегрирования находили максимальные положительные отклонения x_{max} всех исследуемых процессов от средних значений x_0 и принимали их в качестве амплитуд, установившихся колебаний этих процессов $A_x = x_{max} - x_0$, а также определяли время сдвига графика процесса $x(t)$ относительно графика воздействия $q(t)$. Затем по формуле (7) вычисляли АЧХ, а ФЧХ находили из выражения:

$$\varphi_x^U(\omega) = -360(t_x^U/T_U), \quad (25)$$

где t_x^U — время сдвига $x(t)$ относительно $U(t)$; T_U — период гармонического воздействия на входе системы управления $U(t)$: $T_U = 2\pi/\omega$.

На рис. 4 показаны графики установившихся колебаний перемещения золотника $x_{зол}$ и давления на выходе золотникового клапана $p_{вых}$ после завершения переходного процесса, а также график воздействия — напряжения U , подаваемого на обмотку пропорционального электромагнита с частотой $\omega = 100$ рад/с ($\nu = 15,915$ Гц). На графиках отображены параметры, используемые при вычислениях АЧХ и ФЧХ.

При непосредственном применении формулы (7) значения АЧХ получаются с соответствующими единицами измерения. Например, единицей измерения АЧХ перемещения золотника будет мм/В (или м/В — в системе СИ).

Для получения искомых значений стандартных показателей качества процесса функционирова-

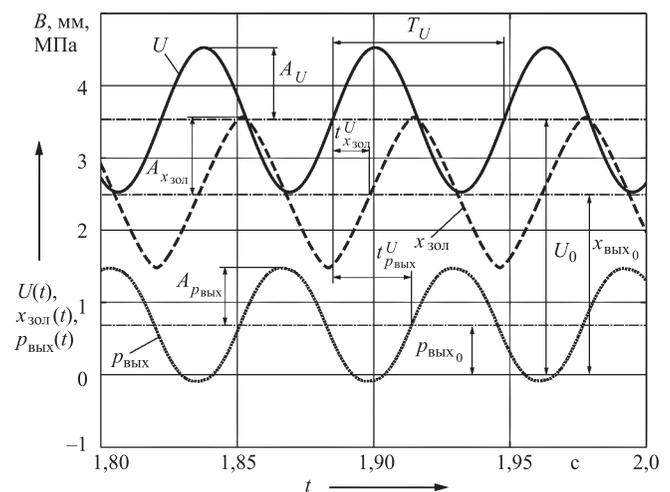


Рис. 4. Графики установившихся колебаний исследуемых процессов МСАУ с отображением параметров, используемых при определении АЧХ и ФЧХ

ния системы используются безразмерные АЧХ. Приведение АЧХ к безразмерному виду осуществляется с помощью нормирующего коэффициента N_x , представляющего собой отношение амплитуды воздействия A_U к среднему значению исследуемого процесса x_0 , т. е. к амплитуде процесса $x(t)$ при нулевой частоте $\omega = 0$:

$$N_x = A_U / x_0. \quad (26)$$

Безразмерные значения АЧХ вычисляются из выражения:

$$A_x^U(\omega) = (A_x / A_U) N_x. \quad (27)$$

Для вычислений АЧХ и ФЧХ были разработаны и использованы специальные компьютерные программы.

Результаты исследования

Значения x_0 для каждого исследуемого процесса вычислены путем решения системы алгебраических уравнений, описывающих статическое состояние механизмов МСАУ при выбранной величине $U_0 = 3,5$ В. При этом использовались уравнения (10), приведенные в [1]. Принятому U_0 соответствуют статические значения исследуемых процессов: $I_0 = 0,207$ А; $x_{я0} = 0,045$ мм; $p_{р.д0} = 0,715$ МПа; $x_{зол0} = 2,6$ мм; $p_{вых0} = 0,689$ МПа; $p_{г.ц0} = 0,689$ МПа.

На рис. 5, а – е приведены полученные АЧХ исследуемых процессов МСАУ, а на рис. 6 – ФЧХ перемещения золотника $\varphi_{x_{зол}}^U(v)$ и давления на выходе золотникового клапана $\varphi_{p_{вых}}^U(v)$. АЧХ и ФЧХ позволяют оценивать качество и устойчивость

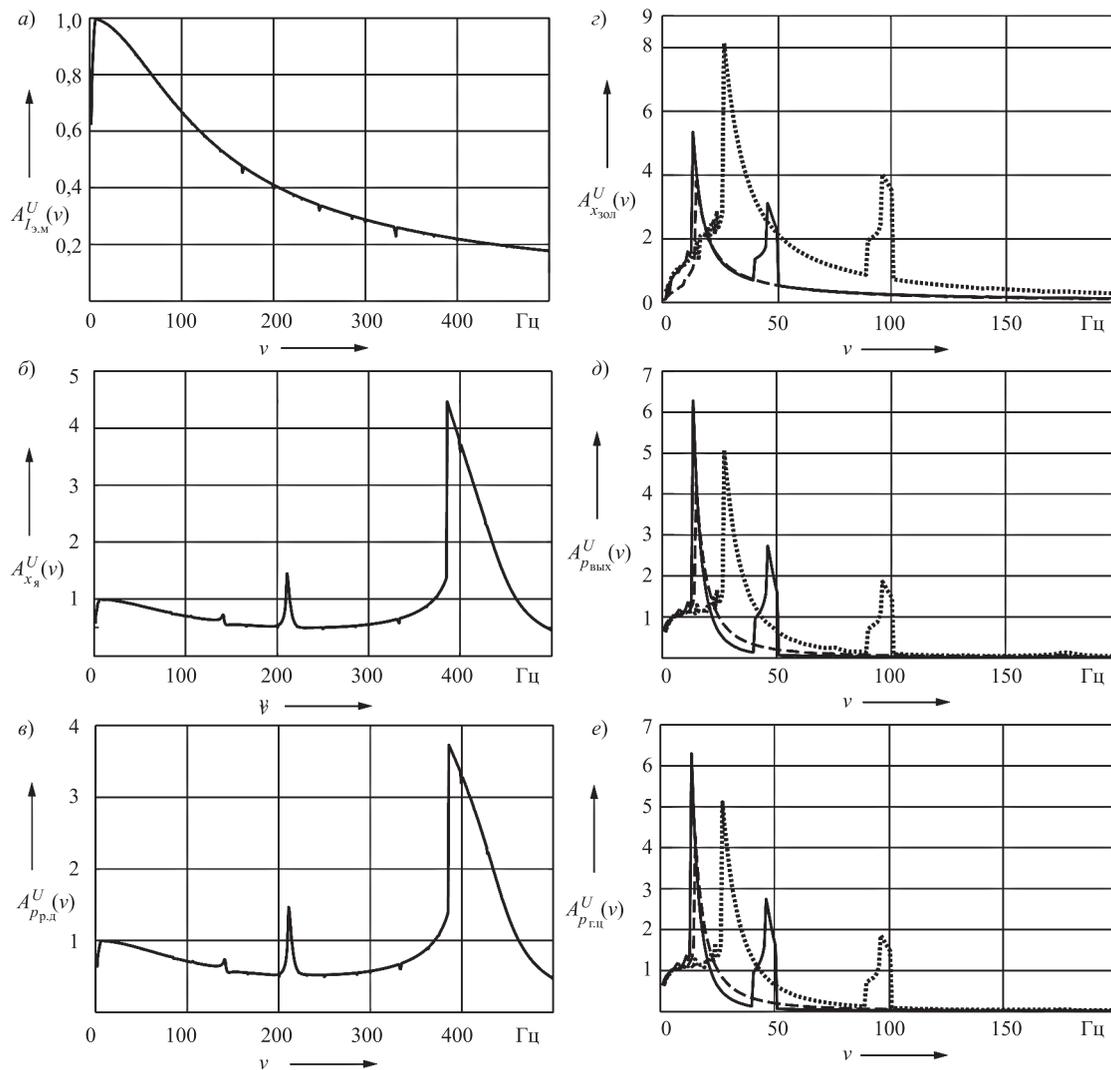


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики регулятора давления (а, б, в) и регулятора-распределителя МСАУ (z, д, е)

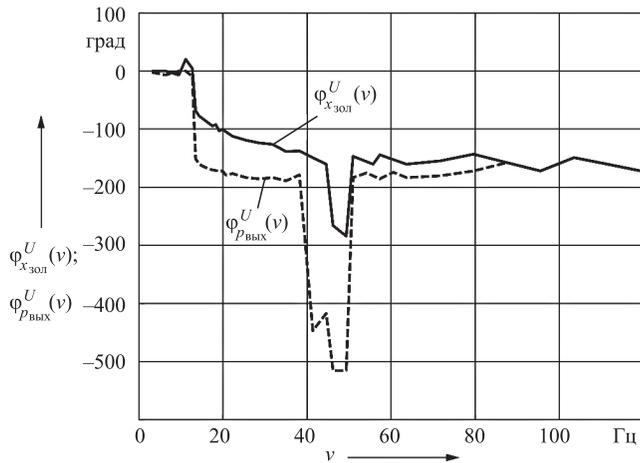


Рис. 6. Фазово-частотные характеристики золотникового клапана с положительным перекрытием

процесса функционирования автоматической системы при осуществлении управления объектом (в нашем случае — фрикционом гидромеханической передачи). Управляющее воздействие $U(t)$ носит переменный, как правило, периодический характер, что может приводить к неустойчивой работе, возникновению резонансных колебаний с большими амплитудами. Такой режим работы автоматической системы недопустим.

АЧХ дает представление о динамических свойствах системы при переменных периодических управляющих воздействиях и позволяет выявлять резонансные режимы. Относительные безразмерные значения АЧХ представляют собой по существу зависимости коэффициентов динамичности процессов от частоты воздействия. Интервал частот воздействия, при котором АЧХ $A_x^U(\nu)$ превышает значение $0,707x_0$, называют полосой пропускания системы. В полосе пропускания автоматическая система может воспроизводить высокочастотные помехи и существенно ухудшать показатели качества процесса управления. Поэтому желательно, чтобы ширина полосы пропускания была как можно меньшей.

АЧХ, представленные на рис. 5, а—в, характеризуют свойства регулятора давления механизма управления фрикционом, а на рис. 5, г—е — свойства золотникового клапана регулятора-распределителя. Рассматривались три варианта конструктивного исполнения золотникового клапана, исследования переходных характеристик которого приведены в статье [1]. Первый вариант соответствовал образцу механизма, принятому к производству. Параметры этого варианта: соотношение диаметров поясков золотника $d_6/d_m = 1,083$; диаметры дросселей обратной связи и межкамерного

$d_{o.c} = d_{m.k} = 0,8$ мм; величина перекрытия дросселирующих щелей золотника $\Delta_{\Pi} = 0,2$ мм. Во втором варианте $\Delta = 0$ и $d_{o.c} = d_{m.k} = 0,8$; в третьем $\Delta_{\Pi} = 0,2$ и $d_{o.c} = d_{m.k} = 1,5$ мм. Установлено, что изменение параметров золотникового клапана не отражается на частотных характеристиках регулятора давления. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном — межкамерного дросселя (см. рис. 2 в [1]).

Как видно из рис. 5, а, резонансных режимов колебаний тока в обмотке электромагнита не наблюдается. Перемещение якоря электромагнита $x_{я}$ имеет две резонансных частоты: $\nu_{p1} = 210,9$ Гц и $\nu_{p2} = 386$ Гц. При ν_{p1} коэффициент динамичности и примыкающая полоса пропускания незначительны, поэтому регулятор давления обеспечивает устойчивое управление давлением $p_{р.д}$ в пределах частоты до 380 Гц (см. рис. 5, в). Более высокая частота воздействия маловероятна.

АЧХ золотникового клапана представлены на рис. 5, г—е. Они существенно отличаются от АЧХ регулятора давления. Количество резонансных режимов колебаний золотника $x_{зол}$ и значение коэффициента динамичности зависят от конструктивного исполнения золотникового клапана. АЧХ первого варианта конструктивного исполнения изображены на рис. 5, г—е сплошной линией, второго варианта — штриховой линией, а третьего — пунктиром. У первого варианта $\nu_{p1} = 13,53$ Гц, $\nu_{p2} = 46,15$ Гц, у третьего — $\nu_{p1} = 27,06$ Гц, $\nu_{p2} = 96,29$ Гц. Вторая резонансная частота возникает вследствие влияния положительного перекрытия. С уменьшением диаметров дросселей золотникового клапана $d_{o.c}$ и $d_{m.k}$ резонансные частоты снижаются, а полосы пропускания сужаются, т. е. результат оказывается противоречивым, поскольку улучшение показателей качества функционирования достигается повышением значений резонансных частот и снижением полосы пропускания. Аналогичные противоречия наблюдаются при увеличении диаметров дросселей (пунктирные линии на рис. 5, г—е).

Наилучшие динамические свойства золотникового клапана достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей $\Delta_{\Pi} = 0$. Однако такой вариант создает технологические проблемы точности изготовления золотниковой пары. Отрицательное же перекрытие неприемлемо из-за увеличения расхода рабочей жидкости на слив в процессе регулирования, что приводит к нестабильной работе системы управления на низкочастотных режимах вращения двигателя,

КОНСТРУКЦИЯ

когда возникает дефицит подачи насоса гидросистемы. Поэтому рекомендуется использовать положительное перекрытие, желательно в пределах $\Delta_{\Pi} = 0,1...0,2$ мм.

На рис. 6 приведены фазово-частотные характеристики перемещения золотника $\varphi_{x_{\text{зол}}}^U(\nu)$ и давления на выходе $\varphi_{p_{\text{вых}}}^U(\nu)$ золотникового клапана с положительным перекрытием дросселирующих щелей. В полосе пропускания, примыкающей к первому резонансному режиму, сдвиг по фазе устремляется к частоте $-\pi$ рад (минус 180 град), причем сдвиг по фазе графика давления $p_{\text{вых}}(t)$ относительно гармонического сигнала воздействия $U(t)$ существенно больше, чем сдвиг графика перемещения золотника $x_{\text{зол}}(t)$. Но частоты колебаний всех трех процессов $x_{\text{зол}}(t)$, $p_{\text{вых}}(t)$ и $U(t)$ одинаковы (см. рис. 4).

В полосе пропускания, примыкающей ко второму резонансу ν_{p2} , характер взаимного изменения амплитуд колебаний этих процессов претерпевает существенные изменения. Происходит автоматическая перенастройка частоты колебаний золотника и графика выходного давления. Их частота становится в три раза меньше, чем частота воздействия $U(t)$. Графики колебаний процессов $x_{\text{зол}}(t)$, $p_{\text{вых}}(t)$ и $U(t)$ при вхождении во вторую полосу пропускания при частоте $\nu = 41,38$ Гц ($\omega = 260$ рад/с) показаны на рис. 7, а, а при резонансной частоте $\nu_{p2} = 46,15$ Гц ($\omega_{p2} = 290$ рад/с) — на рис. 7, б. Эти графики дают наглядное представление о прохождении перестройки колебательных процессов $x_{\text{зол}}(t)$ и $p_{\text{вых}}(t)$. Они существенно отклоняются от гармонической характеристики воздействия $U(t)$. При этом сдвиг по фазе между ними

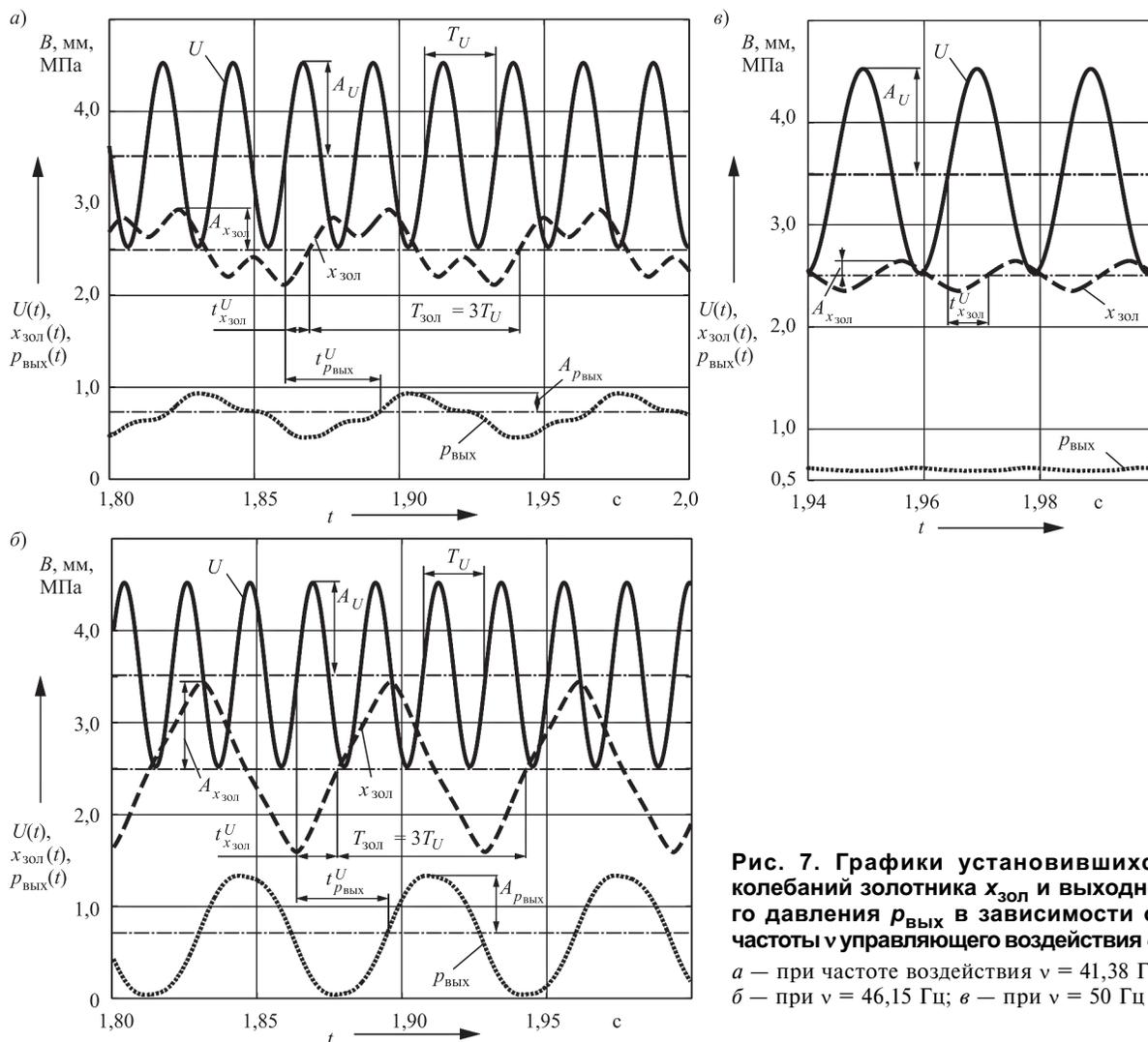


Рис. 7. Графики установившихся колебаний золотника $x_{\text{зол}}$ и выходного давления $p_{\text{вых}}$ в зависимости от частоты ν управляющего воздействия U : а — при частоте воздействия $\nu = 41,38$ Гц; б — при $\nu = 46,15$ Гц; в — при $\nu = 50$ Гц

возрастает и достигает на резонансной частоте ν_{p2} для перемещения золотника $\varphi_{x_{зол}}^U(\nu)_{max} = 243$ град., а для давления — $\varphi_{p_{вых}}^U(\nu)_{max} = 527$ град.

При выходе из полосы пропускания, примыкающей к резонансу ν_{p2} , исходная частота колебаний процессов $x_{зол}(t)$ и $p_{вых}(t)$ восстанавливается, и сдвиг по фазе сокращается, что видно из рис. 7, г. Амплитуды колебаний этих процессов резко уменьшаются, и система управления функционирует устойчиво с высокими показателями качества.

У золотникового клапана с нулевым перекрытием эффект перенастройки частоты колебаний отсутствует.

Выводы

1. Предложена методика определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик системы автоматического управления, основанная на использовании результатов интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта.

2. Получены АЧХ и ФЧХ мехатронной системы управления фрикционными гидромеханической передачи с автоматическим переключением передач, на основе которых выполнена оценка показателей качества и устойчивости процесса функционирования созданной МСАУ для карьерных самосвалов БелАЗ.

3. Получены значения резонансных частот и коэффициентов динамичности процессов функционирования компонентов МСАУ, определены полосы пропускания вибраций при осуществлении управления с периодическим характером изменения управляющего воздействия.

4. Резонансная частота регулятора давления существенно выше (в 4–10 раз) резонансных частот регулятора-распределителя и практически не оказывает влияния на динамичность характеристики формируемого выходного давления МСАУ.

5. Установлено, что АЧХ регулятора давления созданной МСАУ не зависят от параметров золотникового клапана регулятора-распределителя, формирующего выходной сигнал давления управления фрикционом гидромеханической передачи. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном (межкамерного дросселя).

6. Выбор конструктивных параметров золотникового клапана регулятора-распределителя существенно влияет на показатели качества процессов управления давлением фрикционов гидромехани-

ческой передачей. Минимальные коэффициенты динамичности колебаний золотника и выходного давления достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей золотникового клапана. Увеличение диаметров дросселей обратной связи золотникового клапана и межкамерного сдвигает резонансные частоты в область более высоких частот и приводит к возрастанию коэффициента динамичности.

7. В полосе пропускания, перекрывающей вторую резонансную частоту колебаний золотникового клапана с положительным перекрытием, происходит автоматическая перенастройка колебательного процесса, сопровождаемая снижением частоты колебаний золотника в три раза по сравнению с частотой управляющего воздействия, а их колебания происходят в противофазах. При нулевом перекрытии такой эффект отсутствует.

8. Применение предложенной методики позволяет проектировать системы автоматического управления с высокими показателями качества и устойчивости процесса функционирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тарасик В. П. Моделирование мехатронной системы управления фрикционными переключениями передач автоматической трансмиссии автомобиля // Грузовик. — 2017. — № 10 — С. 7–15.
2. Тарасик В. П., Савицкий В. С. Методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования // Грузовик. — 2016. — № 6. — С. 3–12.
3. Пат. 2 459 982 РФ, МПК F 15B 13/043; F 16H 61/06. Двухступенчатый электрогидравлический механизм управления давлением / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин и др.; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т; заявл. 30.11.2010; опубл. 27.08.2012. Бюл № 24. — 13 с.
4. Мехатронная система управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Регина // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2–11.
5. Ксенович И. П., Тарасик В. П. Теория и проектирование автоматических систем. — М.: Машиностроение, 1996. — 479 с.
6. Бесекерский В. А., Попов Е. П. Теория систем автоматического управления. — СПб.: Профессия, 2003. — 752 с.
7. Тарасик В. П., Савицкий В. С. Экспериментальное исследование электрогидравлического пропорционального клапана мехатронной системы управления автоматической коробкой передач // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 9. — С. 10–18.