

УДК 621.22

Л. Г. Козлов, д. т. н., проф.; С. В. Репинский, к. т. н., доц.;
О. В. Паславская; О. В. Пионткевич

ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОГО ПРИВОДА ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ДВИЖЕНИИ МАНИПУЛЯТОРА

В статье предложена нелинейная математическая модель пространственного движения манипулятора на основе двух индивидуальных гидроприводов с мехатронным управлением. Разработанная математическая модель позволила определить характеристики пространственного движения манипулятора при одновременной работе двух гидроприводов. В частности установлено и проанализировано влияние параметров приводов и манипулятора на величину времени регулирования, перерегулирование и устойчивость переходных процессов при запуске манипулятора в работу.

Ключевые слова: *манипулятор, мехатронный привод, математическая модель, переходные процессы, время регулирования, перерегулирование, устойчивость.*

Введение

В строительстве и промышленности широко применяют мобильные рабочие машины с манипуляторами. Производители машин наладили выпуск широкой номенклатуры сменных рабочих органов: разного типа захватов, экскавационного оборудования, подъемников, гидронажниц и др. Конструкция манипулятора и система его приводов определяют, в основном, функциональные возможности мобильной рабочей машины, а также ее характеристики. В процессе работы манипулятор мобильной машины движется в пространстве за счет совмещения работы его приводов. Это позволяет повысить производительность работы машины. Однако при совмещении работы приводов они взаимодействуют между собой через конструкцию манипулятора. В переходных процессах (пуск, изменение направления и скорости движения, торможение приводов) возникают сложные динамические процессы, обусловленные одновременной работой приводов и их взаимодействием. Это вызывает повышенную колебательность приводов, снижение быстродействия и возникновение значительного перерегулирования по давлению и, как следствие, перегрузку конструкции манипулятора и машины. На сегодняшний день особенности работы манипуляторов мобильных рабочих машин в режимах одновременной работы их приводов изучены недостаточно, требуют дальнейших исследований и изучения возможности улучшения динамических характеристик. Характеристики и эффективность работы мобильных машин улучшаются при оснащении их мехатронными приводами на основе регулируемых насосов и контроллеров [1 – 11].

В работе ставится задача улучшения показателей качества регулирования приводов манипулятора мобильной рабочей машины при совмещении работы мехатронных приводов.

Основная часть

На рис. 1 поставлена схема манипулятора с мехатронным приводом. Схема включает стойку 1, стрелу 2, рукоять 3, захват 4, гидроцилиндры 5, 6 и механизм поворота 7. Манипулятор смонтирован на раме 8 мобильной машины. Во время выполнения рабочих операций раму 8 мобильной машины фиксируют относительно опорной поверхности с помощью аутригеров 10 и 11. Регулируемый насос 12 подает рабочую жидкость через гидролинию 35, гидрораспределители 19 и 20, рабочую гидролинию 21 в гидроцилиндр 5, приводя в движение стрелу 2 манипулятора. Слив рабочей жидкости из гидроцилиндра 5

обеспечивается через рабочую гидролинию 22, гидрораспределитель 20, гидролинию управления 25, тормозной клапан 26 и сливную гидролинию 27. Гидрораспределитель 19 имеет пружину 9 и управляется электромагнитом 31. Регулируемый насос 12 имеет регулятор 13, состоящий из золотника 14 с пружиной 15, дросселей 16 и 36, клапана 17 с электромагнитом 18. Регулируемый насос 12 обеспечивает подачу в гидроцилиндр 5 потока рабочей жидкости, величина которого определяется открытием рабочего окна гидрораспределителя 20. Величина этого потока определяет скорость движения штока 24, а значит, и скорость движения стрелы 2 манипулятора. Гидроцилиндр 23 поворота стойки 1 питается от отдельного насоса, который на схеме не показан.

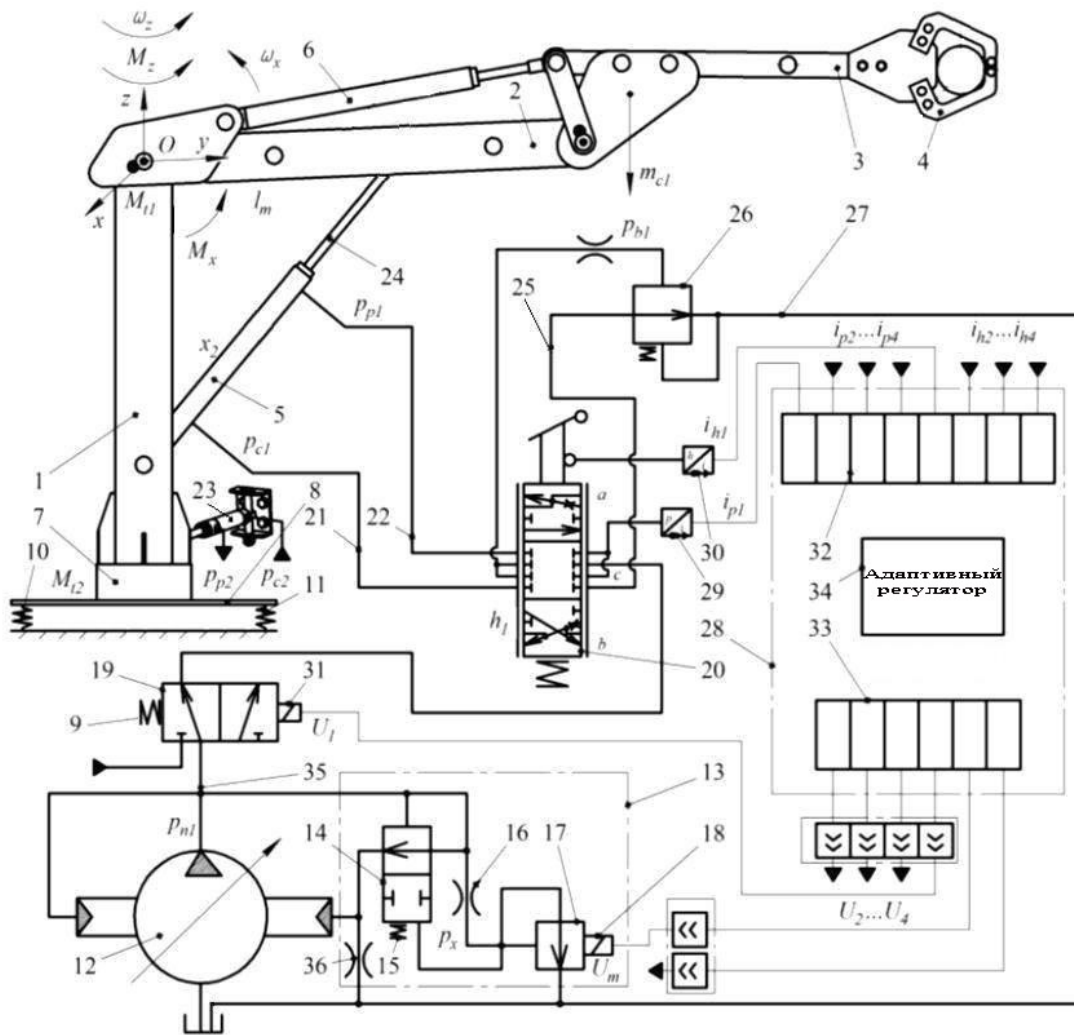


Рис. 1. Схема манипулятора с мехатронным приводом

Работой приводов манипулятора управляет контроллер 28. На входную плату 32 контроллера поступают сигналы от датчика давления 29 и датчика положения 30. На основе сигналов i_{pi} и i_{hi} , поступающих от датчиков 29 и 30, в адаптивном регуляторе 34 контроллера 28 генерируется сигнал, который через выходную плату 33 подается к электромагниту 18 регулятора насоса 13. Алгоритм работы адаптивного регулятора обеспечивает уменьшение амплитуды колебаний сигнала i_{pi} в переходном сигнале, в результате чего обеспечивается уменьшение амплитуды колебаний давления p_{n1} на выходе насоса 12 и их более интенсивное затухание [3]. Это позволяет повысить быстродействие приводов манипулятора, уменьшить перерегулирование по давлению в приводе

манипулятора при рациональном выборе значений конструктивных параметров регулятора 13 насоса.

Гидроцилиндры 5, 23 обеспечивают поворот звеньев манипулятора относительно осей x и z . На звенья манипулятора действуют проекции M_x, M_y, M_z главного момента внешних сил \bar{M} . Движение манипулятора определяют проекциями угловых скоростей $\omega_x, \omega_y, \omega_z$.

Уравнения пространственного движения манипулятора и угловой скорости в проекциях на оси координат имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y = M_x; \\ \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z = M_y; \\ \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x = M_z; \end{cases} \quad \begin{cases} \omega_x = (L_x + I_{xy} \cdot \omega_y + I_{zx} \cdot \omega_z) / I_{xx}; \\ \omega_y = (L_y + I_{xy} \cdot \omega_x + I_{yz} \cdot \omega_z) / I_{yy}; \\ \omega_z = (L_z + I_{zx} \cdot \omega_x + I_{yz} \cdot \omega_y) / I_{zz}, \end{cases}$$

где L_x, L_y, L_z – проекции кинетического момента \bar{L} подвижных частей манипулятора на оси координат; M_x, M_y, M_z – проекции момента \bar{M} внешних сил, действующих на манипулятор.

Проекции кинетического момента и тензор инерции манипулятора имеют вид:

$$\begin{aligned} L_x &= I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{zx} \cdot \omega_z; \\ L_y &= -I_{xy} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z; \\ L_z &= -I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z; \end{aligned}$$

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}.$$

Математическая модель привода манипулятора на основе регулируемого насоса имеет вид:

$$\begin{aligned} I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= p_{n1} \cdot f_5 \cdot l - p_e \cdot f_4 \cdot l - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_4 \cdot l_4}{\varepsilon_0} \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma - M_{v2} + m_0 + m_1 \cdot Q_{n1} + \\ &+ m_2 \cdot p_{n1} + m_3 \cdot Q_{n1}^2 + m_4 \cdot p_{n1}^2 + m_5 \cdot p_{n1} \cdot Q_{n1} + m_f(\omega_n); \\ m_x \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_x \cdot \frac{\pi \cdot d_x^2}{4} - k_m \cdot i_{m1} - \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_x \cdot l_x}{\varepsilon_x} \right) \cdot \frac{dx}{dt}; \\ m_p \frac{d^2 z}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - p_x \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} - C_p \cdot (H_p + z) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_p \cdot l_p}{\varepsilon_p} \cdot \frac{dz}{dt}; \\ m_b \frac{d^2 y_1}{dt^2} &= p_b \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} - c_b \cdot (H_b + y_1) - A_g + B_g \cdot p_{p1} - \frac{D_g}{y_1} + \frac{E_g}{y_1^2} - \\ &- \left(\frac{\pi \cdot \rho \cdot v_k \cdot d_b \cdot l_b}{\varepsilon_b} \right) \cdot \frac{dy_1}{dt}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & F_7 \cdot d_8 \cdot k_1 \cdot n_n \cdot \operatorname{tg} \gamma - k_{n1} \cdot p_{n1} = a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 + \\
 & + \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) + \beta_n \cdot W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \\
 & a + b \cdot h_1 + c \cdot \Delta p_1 + d \cdot h_1^2 + e \cdot \Delta p_1^2 + f \cdot h_1 \cdot \Delta p_1 = \\
 & = \frac{F_{c1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} + \beta_p \cdot W'_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} + \beta_n \cdot W_{c1} \frac{dp_{c1}}{dt} - \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{c1} - p_{b1}); \\
 & \frac{F_{p1} \cdot l_m \cdot \omega_x}{\cos \alpha_m} = \mu \cdot k_b \cdot y_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{p1}}{\rho}} + \beta_p \cdot W_{p1} \frac{dp_{p1}}{dt}; \\
 & \mu \cdot f_b \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{c1} - p_{b1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{c1} - p_{b1}) = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + \beta_p \cdot W_b \cdot \frac{dp_b}{dt} - \\
 & - \exp(A_b \cdot p_b + B_b \cdot t^\circ + C_b \cdot \varepsilon_b + D_b); \\
 & \mu \cdot k_z \cdot z \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_0|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_0) = \\
 & = \mu \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_0}{\rho}} + \beta_p \cdot W_0 \frac{dp_0}{dt} + \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_0 - p_e); \\
 & \mu \cdot f_x \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{n1} - p_{x1}|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{x1}) = \mu \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot \sin\left(\frac{\alpha_x}{2}\right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\rho}} + \beta_p \cdot W_x \frac{dp_x}{dt}; \\
 & \mu \cdot f_e \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_0 - p_e|}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_0 - p_e) = \beta_p \cdot W_e \frac{dp_e}{dt} - \exp(A_e \cdot p_e + B_e \cdot t^\circ + C_e \cdot \varepsilon_e + D_e) - \\
 & - f_4 \cdot l \cdot \frac{d\gamma}{dt} \cdot \cos \gamma; \\
 & p_{c1} \cdot k_u \cdot k_c \cdot [F_k(i_{p1})] = L_e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} \cdot R_e;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_x = & p_{c1} \cdot F_{c1} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - m_{c1} \cdot g \cdot l_m - p_{p1} \cdot F_{p1} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - R_1 \cdot \frac{2 \cdot d_{n1}}{\pi} \cdot \operatorname{sign} \omega_x - \\
 & - M_{l1} \cdot \operatorname{sign} \omega_x - m_g \cdot g \cdot l_g.
 \end{aligned}$$

Уравнения, описывающие работу привода поворота манипулятора при работе от нерегулируемого насоса в режиме постоянного потока, имеют вид:

$$\begin{aligned}
 M_z = & p_{c2} \cdot F_{c2} \cdot l_z - p_{p2} \cdot F_{p2} \cdot l_z - M_{l2} \cdot \operatorname{sign} \omega_z - F_{r1} \cdot f_{r1} \cdot \frac{d_{r1}}{2} \cdot \operatorname{sign} \omega_z - \\
 & - F_{r2} \cdot f_{r2} \cdot \frac{d_{r2}}{2} \cdot \operatorname{sign} \omega_z;
 \end{aligned}$$

$$Q_{n2} = \omega_z \cdot l_T \cdot F_{c2} + \beta_p \cdot W_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt} + \beta_n \cdot W'_{c2} \cdot \frac{dp_{c2}}{dt};$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} \cdot E_{mp}(p)};$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} \frac{W_f / W_a + 1}{W_f / W_a + (E_{p0} \cdot p_0) / p^2};$$

где $p_{c1}, p_{p1}, p_e, p_0, p_{b1}$ – давление на входе и выходе гидроцилиндра 5 (см. рис. 1), в регуляторе насоса 12, на входе тормозного клапана 26; z, y_1 – координаты положения золотника регулятора 14 и золотника тормозного клапана давления 26; ω_x, ω_z – угловые скорости вращения стрелы и манипулятора; γ – угол поворота планшайбы регулируемого насоса 12; f_0 – площадь дросселя 36 в регуляторе насоса; $F_{c1}, F_{p1}, f_4, f_5, f_e, f_b$ – площади поршня гидроцилиндра 5, сервоцилиндров регулируемого насоса, поршней насоса, демпферов сервоцилиндра насоса и тормозного клапана; $D_c, d_p, d_b, d_7, d_8, d_x, d_{mp}$ – диаметры гидроцилиндра 5, золотника 14 регулятора, золотника тормозного клапана, поршней регулируемого насоса и круга контакта поршней насоса с планшайбой, дросселя регулятора насоса, внутренний диаметр трубопроводов; k_q, k_m, k_n, k_c, k_u – коэффициенты удельной силы трения в гидроцилиндре 5, пропорциональности усилия электромагнита, утечек в насосе 12, усиления датчика давления 29 и усилителя; L_e, R_e – индуктивность и активное сопротивление обмоток электромагнита 18; c_b – жесткость пружины тормозного клапана; i_{m1}, i_{p1}, i_{h1} – токи в обмотках электромагнита клапана 17, на выходе датчика давления 29 и датчика положения 30; F_n, T_c – силы приведенной нагрузки на штоке 24 и трения в гидроцилиндре 5; μ – коэффициент потока через дроссельные и золотниковые элементы; ρ – плотность рабочей жидкости; l_p, l_4, l_b, l – длина контакта золотника регулятора 14, сервоцилиндра насоса 12, золотника тормозного клапана 26 с корпусами, плечо действия сервоцилиндров регулируемого насоса 12; I – момент инерции планшайбы насоса; m_p, m_b, m_{c1}, m_g – массы золотников регулятора 14 и тормозного клапана 26, приведенная масса рабочего механизма, масса груза; W_{n1}, W_ϕ, W_c – объемы гидролиний между насосом 12 и гидрораспределителем 19, между регулятором 14 и сервоцилиндром, между гидрораспределителем 20 и гидроцилиндром 5; n_n – частота вращения вала насоса 12; k_1 – количество поршней в насосе 12; q_0 – удельная сила трения в гидроцилиндре 5; $\varepsilon_p, \varepsilon_n, \varepsilon_b$ – зазоры между золотником регулятора 14, сервоцилиндром насоса 12, золотником тормозного клапана и корпусами; h_1 – открытие рабочего окна пропорционального гидрораспределителя 20; $F_k(i_{pi})$ – передаточная функция, которая реализуется контроллером 28; H_b – предварительное сжатие пружины тормозного клапана 26; m_0, m_1, m_2, m_3 – коэффициенты зависимости момента сопротивления на планшайбе насоса от расхода и давления; A_g, B_g, D_g, E_g – коэффициенты в формуле гидродинамической силы; A_b, B_b, C_b, D_b – коэффициенты в формуле утечек из камеры управления; M_x, M_z – моменты, развивающие приводы стрелы и поворота манипулятора; M_{i1}, M_{i2} – моменты трения гидроцилиндров стрелы и механизма поворота; p_{c2}, p_{p2} – давления на входе и выходе гидроцилиндра механизма поворота; l_z, l_m, l_g – плечи действия гидроцилиндра механизма поворота, приведенной массы манипулятора и груза; F_{r1}, F_{r2} –

реакции в подшипниках механизма поворота; f_{r1}, f_{r2} – коэффициенты трения в подшипниках механизма поворота; F_{c2}, F_{p2} – площади гидроцилиндра механизма поворота; Q_{n2} – расход нерегулируемого насоса; W_{c2} – объем гидролинии между нерегулируемым насосом и гидроцилиндром; β_p – приведенный коэффициент податливости газожидкостной смеси; β_n – приведенный коэффициент резинометаллических трубопроводов и газожидкостной смеси; $E_{p0}, E_p, E_{mp}(p)$ – модуль упругости рабочей жидкости, приведенные модули упругости газожидкостной смеси и резинометаллических трубопроводов; δ_{mp} – толщина стенки трубопровода; W_f – объем жидкости в газожидкостной смеси при величине давления p ; W_a – объем газа в газожидкостной смеси при атмосферном давлении.

Пространственное движение манипулятора обеспечивается совмещением вращательного движения стойки 1 (см. рис. 1) с движением стрелы 2 или рукояти 3. Рассмотрена одновременная работа стойки, которую приводит в движение гидроцилиндр 23, и стрелы, которую приводит в движение гидроцилиндр 5. Гидроцилиндры 23 и 5 питаются от отдельных насосов. Каждый из гидроцилиндров 23 и 5 имеет индивидуальный привод, а скорости поршней зависят от открытия рабочих окон пропорциональных распределительных золотников, по которым гидроцилиндры подключены к насосам.

Математическая модель манипулятора позволяет определить характеристики пространственного движения при одновременной работе двух гидроприводов. В работе определено влияние параметров приводов и манипулятора на величину времени регулирования t_p и перерегулирование σ при запуске манипулятора в работу.

На показатели качества регулирования при одновременной работе двух приводов существенно влияет момент инерции манипулятора. На рис. 2 рассмотрено влияние на время регулирования t_p и перерегулирование σ в приводе подъема стрелы при одновременном повороте стойки манипулятора момента инерции манипулятора при различных значениях компонент I_{xx} и I_{zz} .

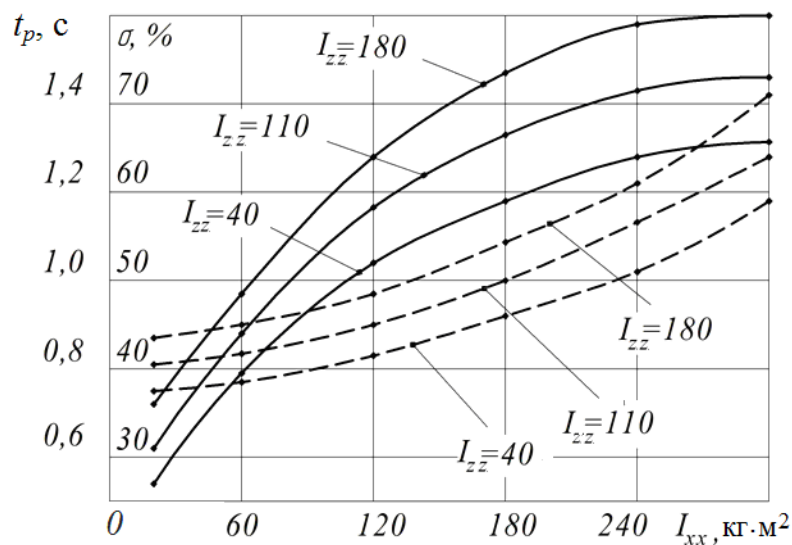


Рис. 2. Зависимость времени регулирования t_p (—) и перерегулирования σ (---) от величин I_{xx} и I_{zz} при совмещении работы двух приводов

Улучшения показателей качества в динамических режимах работы, прежде всего, уменьшения перерегулирования и времени регулирования, достигают в приводах манипулятора за счет рационального выбора конструктивных параметров регулятора насоса. Проведено исследование влияния основных конструктивных параметров регулятора насоса на показатели качества управления в динамических процессах при встречной нагрузке.

На рис. 3 приведено влияние параметров регулятора насоса: площади дросселя f_0 , площади демпфера сервоцилиндра f_e и коэффициента усиления рабочего окна регулятора k_z на время регулирования. Смоделирован процесс запуска гидроцилиндра подъема стрелы при одновременном вращении стойки манипулятора с устоявшейся угловой скоростью $\omega_z = 0,2$ рад/с.

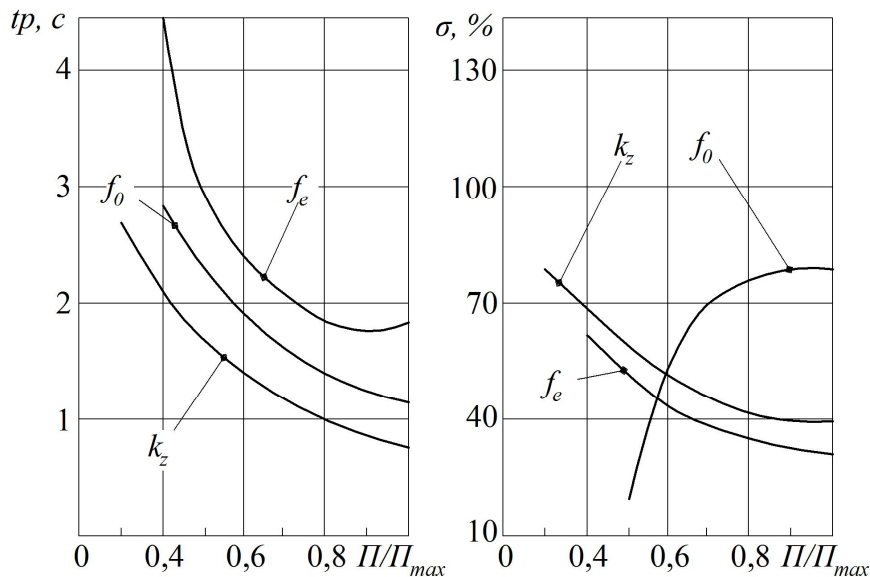


Рис. 3. Влияние параметров демпфера f_e , дросселя f_0 , коэффициента усиления регулятора насоса k_z на время регулирования t_p и перерегуливание σ

Исследования проведены при открытии рабочего окна пропорционального распределительного золотника $h = 4 \cdot 10^{-3}$ м и встречной нагрузке на стрелу манипулятора $M_x = 2,8 \cdot 10^4$ Н·м, что соответствует величине давления на входе в гидроцилиндр в установившемся режиме $p = 16,0$ МПа. Увеличение параметров регулятора насоса в диапазонах $f_0 = (1,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-6}$ м² и $k_z = (1,5 \dots 6,0) \cdot 10^{-3}$ м уменьшает время регулирования. Площадь демпфера сервоцилиндра f_e влияет на время регулирования неоднозначно. Изменение f_e в диапазоне $(1,0 \dots 2,4) \cdot 10^{-6}$ м² уменьшает время регулирования, а дальнейшее ее увеличение приводит к росту t_p . В рассмотренных диапазонах изменения k_z и f_e увеличение этих параметров обеспечивает уменьшение перерегулирования. Изменение площади дросселя f_0 от $1,5 \cdot 10^{-6}$ м² до $3,0 \cdot 10^{-6}$ м² сопровождается рост величины перерегулирования σ , а дальнейшее увеличение до значений $4,0 \cdot 10^{-6}$ м² практически не влияет на величину σ .

На рис. 4а представлена рассчитанная зависимость угловой скорости движения манипулятора в переходном процессе при одновременном запуске гидроцилиндра механизма поворота манипулятора и гидроцилиндра подъема стрелы. В работе манипулятора при сочетании конструктивных параметров регуляторов $f_0 = 1,5 \cdot 10^{-6}$ м², $f_e =$

$1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ имеют место незатухающие автоколебания с диапазонами угловой скорости вращения $\omega_x = (-0,05 \dots +6,0) \text{ рад/с}$ и угловой скорости $\omega_z = (-0,4 \dots +1,0) \text{ рад/с}$. При одновременном запуске приводов поворота и подъема стрелы и при сочетании конструктивных параметров регуляторов: $f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_e = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – имеет место вид зависимости угловой скорости движения манипулятора, представленный на рис. 4б. Переходный процесс устойчив, хотя и имеет колебательный характер, но за четыре колебания скорость движения стрелы устанавливается равной $\omega_x = 0,5 \text{ рад/с}$, скорость движения стойки манипулятора стабильная и имеет значение $\omega_z = 0,2 \text{ рад/с}$.

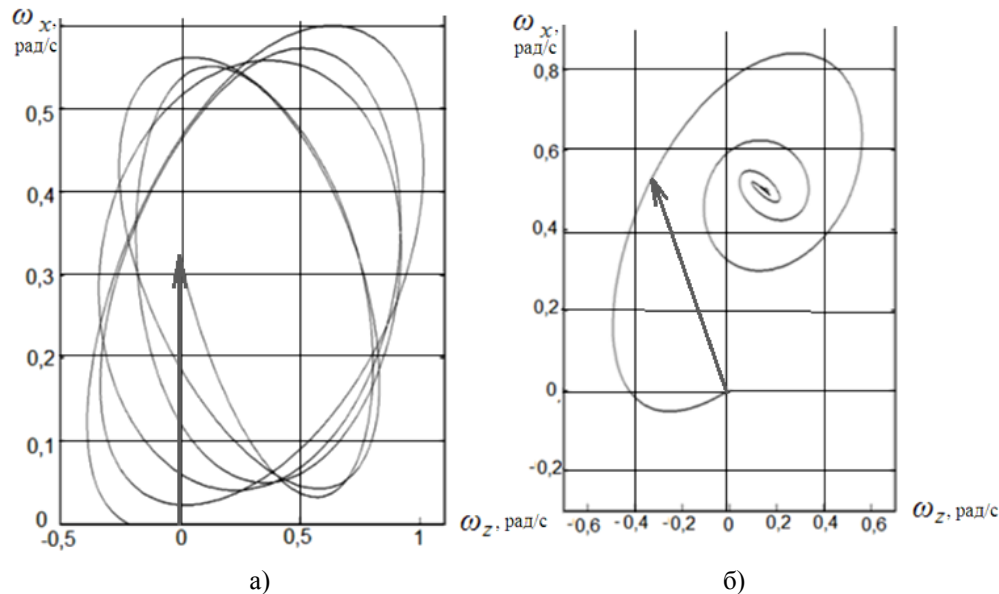


Рис. 4. Зависимость угловой скорости движения манипулятора от времени работы:
а – на грани устойчивости; б – при устойчивом движении

Выводы

Обнаружено, что при одновременной работе двух приводов, взаимодействующих через конструкцию манипулятора, переходные процессы проходят при интенсивных колебаниях, время регулирования возрастает, увеличивается перерегулирование по сравнению с работой приводов в автономных режимах. Улучшение показателей качества регулирования может быть достигнуто за счет рационального выбора конструктивных параметров регулятора насоса. Рекомендуется следующие значения конструктивных параметров: $f_0 = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_e = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $k_z = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Это позволяет уменьшить нагрузку в конструкции манипулятора и продолжительность цикла работы, что повышает производительность работы машины и ее долговечность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – № 4. – С. 101 – 107.
2. Козлов Л. Г. Застосування нейромережі для зменшення часу регулювання в мехатронній гідросистемі // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2013. – № 4. – С. 165 – 174.
3. Козлов Л. Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпулятора з адаптивним регулятором на основі нейромереж для мобільних робочих машин : дис. ... доктора техн. наук : 05.02.02 / Козлов Леонід Геннадійович. – Київ, 2015. – 421 с.
4. Буренніков Ю. А. Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності /

Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». – 2016. – № 2 (235). – С. 202 – 206.

5. Репінський С. В. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження : монографія / С. В. Репінський, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 199 с.

6. Репінський С. В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Репінський Сергій Володимирович. – Вінницький національний технічний університет. – Вінниця, 2011. – 248 с.

7. Буренніков Ю. А. Автоматична система керування регульованим насосом / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2009. – Т. 14, № 3. – С. 134 – 141.

8. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНИКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.

9. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «МЕХАНИКА 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307 – 311.

10. Kozlov L. Energy-Saving Mechatronic Drive of the Manipulator / L. Kozlov // Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi. – 2011. – № 3 (57) – P. 111 – 118.

11. Burennikov Yu. Mechatronic hydraulic drive with regulator, based on artificial neural networks / Yu. Burennikov, L. Kozlov, V. Pyliavets, O. Piontkevych // International Conference on Innovative Research «EUROINVENT ICIR 2017»: book of abstracts. – Iasi – Romania : StudIS, 25-26 of May 2017. – P. 99.

Козлов Леонид Геннадиевич – д. т. н., професор, заведуючий кафедрой технологий и автоматизации машиностроения;

Репинский Сергей Владимирович – к. т. н., доцент, доцент кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Паславская Оксана Витальевна – старший лаборант кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Пионткевич Олег Владимирович – инженер кафедры технологий и автоматизации машиностроения;

Винницкий национальный технический университет.