

УДК 681.5.033.5

НЕОБХОДИМОСТЬ ПЕРЕХОДА К ОБОБЩЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА (ЭГСП)

П. В. ПЕТРОВ

pgl.petrov@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 02.04.2018

Аннотация. Представлены результаты в виде обобщенных динамических характеристик устойчивости и быстродействия привода. Впервые при численном исследовании ЭГСП применен переход от первоначальных переменных к обобщенным. Представленные критериальные зависимости, полученные в результате численных решений таких уравнений, позволили обобщить расчетные закономерности и свести их к определенному классу явлений. Кроме того, в исследованном диапазоне выявленные критериальные зависимости получились равноценными по сравнению с аналитическими выражениями, что позволило для систем любого порядка не только определять реакцию в переходном режиме, но и делать самые общие выводы.

Ключевые слова: математическое моделирование; численный эксперимент; система автоматического регулирования; обобщенная математическая модель; критерии подбора.

ВВЕДЕНИЕ

Следящие приводы нашли широкое применение в системах автоматического управления. В зависимости от назначения их можно разделить на три класса: высокоточные следящие приводы систем автоматического сопровождения, которые отличаются малой динамической ошибкой слежения; надежные многоканальные резервированные следящие приводы, сохраняющие функциональную работоспособность при одном или нескольких отказах любого элемента или целого канала; быстродействующие следящие приводы, отличающиеся быстротой реакции следящего звена на изменение входного или силового возмущения [1].

В современных системах автоматического регулирования и управления широко применяют электрогидравлические следящие приводы с дроссельным регулированием. Управляющая часть таких приводов состоит из электрических устройств, которые восприни-

мают задающие воздействия от чувствительных элементов или вычислительных устройств, сравнивают их с сигналами обратной связи и вырабатывают сигналы управления силовой частью. В силовую часть входят исполнительный двигатель и регулирующее устройство. Для уменьшения мощности, потребляемой управляющей частью, в регулирующее устройство, кроме распределителя потока жидкости или газа, обычно включают промежуточные гидроусилители. Сигналы обратной связи от выходного звена исполнительного двигателя создаются с помощью датчиков обратной связи, в качестве которых используют электрические потенциометры, индуктивные датчики перемещения, сельсины, тахогенераторы, кодовые датчики. Известны также гидроприводы с электрическим управлением, имеющие механические, гидромеханические обратные связи [1].

Быстродействующий и высокودинамичный следящий гидропривод с электриче-

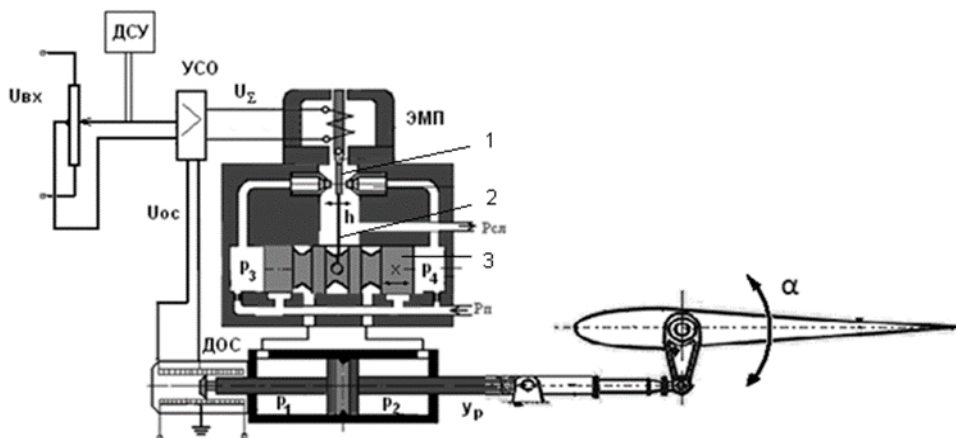


Рис. 1. Схема следящего гидропривода с электрическим управлением [1]

ским управлением (рис. 1), применяемый в автопилотах и быстродействующих системах управления, состоит из двухкаскадной электрогидравлической рулевой машины, электронного усилителя сигнала ошибки (УСО) с измерителем электрического сигнала рассогласования и датчика обратной связи (ДОС) [2].

Исследуемый следящий привод (СП) представляет собой замкнутую активную динамическую систему, с определенной точностью перемещающую объект регулирования в соответствии с приложенным к системе управляющим воздействием [1].

В электрогидравлических следящих приводах (ЭГСП) гидропривод является исполнительным звеном или силовой частью, в его управляющей системе в качестве задающих, чувствительных и усилительно-преобразующих элементов используются устройства различного принципа действия. ЭГСП получили широкое распространение благодаря ряду достоинств, присущих ГП. Они отличаются высоким быстродействием, большими развиваемыми усилиями и крутящими моментами исполнительных гидродвигателей (ГД), легкостью защиты от перегрузок и другими достоинствами. Во многих случаях они могут быть совмещены с объектом регулирования (ОР) без промежуточных согласующих передач и редукторов [2].

Если в ЭГСП для достижения высокого качества регулирования формирование управляющих воздействий, реализующих требуемый закон движения ОР, осуществля-

ется с применением цифровых управляющих устройств с учетом возмущающих факторов внешней среды при существенной взаимосвязи электронных, электромеханических и гидромеханических модулей, то такой ЭГСП представляет собой мехатронную систему. Как правило, такая система применяется в качестве исполнительного звена в различных системах управления автоматизированных установок с механическими объектами регулирования.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработка современных гидромеханических систем автоматического регулирования (САР) двигателей летательных аппаратов (ДЛА) сопровождается устойчивой тенденцией последних лет к сокращению финансирования. Основную долю затрат на создание гидромеханических систем автоматического регулирования составляют затраты на отработку двигательной установки. Это приводит к необходимости частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием. В связи с этим задачей первоочередной важности становится все более широкое внедрение и совершенствование методов математического моделирования рабочих процессов в системах автоматического регулирования двигателя. Достигнутый на данный момент уровень развития вычислительной техники, как по быстродействию, так и по объему оперативной памяти, и одновременно с этим широкое внедрение многопроцессорных систем позволяют реализовывать

более сложные нелинейные математические модели гидромеханических устройств.

В связи с развитием уровня вычислительных средств, главным образом персональных компьютеров, существенно повысился интерес к численным методам решения поставленной задачи исследования. Потребность в таком подходе к решению задачи исследования диктуется все более усложняющимися запросами практического применения исследуемого объекта, а также попыткой создания более рациональных теоретических моделей для изучения сложных физических явлений и процессов. По сути можно говорить о вычислительном эксперименте.

Основополагающей идеей работы, определяющей логику всего последующего изложения, является рационализация компьютерного моделирования, включающая переход к обобщенным переменным, вычислительный эксперимент и автоматизацию численного исследования.

Для математического описания процессов, происходящих в ЭГСП, принимаются следующие допущения:

- модуль объемной упругости рабочей жидкости, коэффициент ее вязкости, коэффициент расхода управляемого гидрораспределителя, а также давление подачи и слива – величины постоянные;
- температура жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяется;
- гидравлические потери в подводящих гидролиниях гидродвигателя малы, и ими можно пренебречь;
- волновые процессы в рабочих гидролиниях из-за малой их длины на динамические процессы не влияют;
- сжатием и инерционностью жидкости на участке между срезами питающих сопел и заслонкой можно пренебречь;
- силовая проводка и крепление гидродвигателя абсолютно жесткие.

Предварительно система уравнений, как обычно, приводилась к форме Коши. В выражения вводились поправки на возможность появления обратных потоков и ограничения на изменения перемещений подвижных элементов $\bar{h}, \bar{x}, \bar{P}_3, \bar{P}_4$.

Динамическое состояние следящего гидропривода при указанных допущениях можно представить системой дифференциальных уравнений:

Уравнение движения заслонки:

$$m_{\text{эмп}} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} = k_{FI} \cdot \left(I - \frac{k_{oc} \cdot \Delta y_p}{R} \right) - C_{\Sigma} \cdot \Delta h - k_v \cdot \frac{dh}{dt} - C_{oc} \cdot (\Delta x_3 + \Delta h), \quad (1)$$

где $m_{\text{эмп}}$ – масса якоря электромеханического преобразователя (ЭМП); k_{FI} – коэффициент усиления по току; k_{oc} – коэффициент главной обратной связи; R – суммарное сопротивление контура усилителя и обмоток управления; I – ток управления; k_v – коэффициент вязкого демпфирования якоря ЭМП; Δh – координата перемещения заслонки; Δx_3 – координата перемещения золотника; Δy_p – координата перемещения поршня гидроцилиндра; C_{oc} – коэффициент жесткости пружины обратной связи гидроусилителя, приеденных к оси сопл; $C_{\Sigma} = c_{\text{эмп}} + k_R$, $c_{\text{эмп}}$ – жесткость ЭМП; k_R – коэффициент, учитывающий гидродинамическое воздействие струй на заслонку.

Уравнение расхода в золотнике через первую щель:

$$\begin{aligned} \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_k - \Delta p_3| \cdot \text{sign}(p_k - \Delta p_3) - \\ - \mu \cdot b \cdot (h_0 - \Delta h) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |\Delta p_3| \cdot \text{sign}(\Delta p_3) - \\ - f_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} = \frac{(V + f_3 \cdot \Delta x_3)}{E} \cdot \frac{dp_3}{dt}, \end{aligned} \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода; b – ширина окна в золотниковой паре; h_0 – начальное положение заслонки; ρ – плотность рабочей жидкости; p_k – давление питания системы; V – присоединенный объем жидкости в золотнике; f – площадь нерегулируемого дросселя электрогидравлического усилителя мощности; E – модуль объемной упругости жидкости; f_3 – площадь поперечного сечения золотника; Δp_3 – приращение давления в левой полости золотника.

Уравнение расхода в золотнике через вторую щель:

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_k - \Delta p_4|} \cdot \text{sign}(p_k - \Delta p_4) - \\ & - \mu \cdot b \cdot (h_0 + \Delta h) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |\Delta p_4|} \cdot \text{sign}(\Delta p_4) + \quad (3) \\ & + f_3 \cdot \frac{dx_3}{dt} = \frac{(V - f_3 \cdot \Delta x_3)}{E} \cdot \frac{dp_4}{dt}. \end{aligned}$$

где Δp_4 – приращение давления в правой полости золотника.

Уравнение движения золотника гидроусилителя:

$$\begin{aligned} m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= f_3 \cdot (\Delta p_3 - \Delta p_4) - \\ - k_{v3} \cdot \frac{dx_3}{dt} &- C_{oc} \cdot (\Delta x_3 + \Delta h), \quad (4) \end{aligned}$$

где m_3 – масса золотника; k_{v3} – коэффициент вязкого демпфирования золотника.

Уравнение движения выходного звена в гидроприводе:

$$\begin{aligned} m_p \cdot \frac{d^2 y_p}{dt^2} &= F_p \cdot (\Delta p_1 - \Delta p_2) - \\ - k_{vy} \cdot \frac{dy_p}{dt} &- F_c \cdot \text{sign} \frac{dy_p}{dt} - R_{\Sigma}, \quad (5) \end{aligned}$$

где m_p – масса поршня нагрузкой; F_p – рабочая площадь поршня; $\Delta p_1, \Delta p_2$ – приращение давлений в левой и правой полостях гидроцилиндра; k_{vy} – коэффициент вязкого демпфирования гидроцилиндра; F_c – сила сухого трения; R_{Σ} – нагрузка на штоке гидроцилиндра.

Уравнения расходов в гидроцилиндре:

$$\begin{aligned} & \mu \cdot b \cdot \Delta x_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_k - \Delta p_1|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_k - \Delta p_1) - \\ - F_p \cdot \frac{dy_p}{dt} &= \frac{W + \Delta y_p \cdot F_p}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \\ F_p \cdot \frac{dy_p}{dt} - \frac{W - \Delta y_p \cdot F_p}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} &= \\ = \mu \cdot b \cdot \Delta x_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_2|}{\rho}} \cdot \text{sign}(\Delta p_2), \quad (6) \end{aligned}$$

где W – объем жидкости в рабочей камере гидроцилиндра.

Далее размерная модель преобразуется к безразмерному виду. На основании анализа модели и предварительного численного исследования, в качестве масштаба времени, в первом приближении, выбираем 1 с, т.е. $T_0 = 1$ с, в качестве масштаба перемещения – максимальное перемещение выходного звена гидропривода y_p , масштаба давлений – значение давления питания p_k , а для времени – постоянная времени золотника $T_3 = \sqrt{\frac{m_3}{c_{oc}}}$.

Здесь стоит отметить, что в качестве масштаба времени можно использовать любую постоянную времени, составленную из параметров, входящих в систему, например, T_e , $T_{ГУ}$ или T_v , а в качестве масштаба перемещения – $h_{3\max}$.

В каждом конкретном случае имеются определенные преимущества и недостатки. Применение T_e или T_3 упрощает уравнение сил, а использование T_v – уравнение неразрывности, но так как постоянные времени колебательных звеньев входят в уравнения во второй степени, то их применение, по-видимому, является более продуктивным.

В рассматриваемой системе силовой гидроцилиндр является выходным устройством. В качестве масштабов преобразования предпочтительно принять его основные характеристики, т.е. гидравлическая постоянная времени гидродвигателя T_{gp} и максимальное перемещение $y_{p\max}$.

Безразмерные переменные, которые войдут в обобщенную модель привода, будут определяться следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{t} &= t / T_0; \quad \bar{x} = x / y_{p\max}; \\ \bar{h} &= h / y_{p\max}; \quad \bar{p} = p / p_k. \quad (7) \end{aligned}$$

Подставляя (7) в (1)–(6), выполняя некоторые элементарные преобразования и представляя систему в форме Коши, получим систему уравнений, описывающих динамику электрогидравлического следящего привода, в безразмерном виде, которая представлена уравнениями (8)–(12).

Уравнение движения заслонки:

$$\begin{aligned} \overline{T}_e^2 \cdot \frac{d^2 \overline{h}}{dt^2} &= \overline{k}_{Fl} \cdot \overline{h}_0 \cdot (\overline{I} - \overline{\Delta y}_p) - \Delta \overline{h} - \\ &- 2 \cdot \overline{T}_e \cdot \xi_e \cdot \frac{d\overline{h}}{dt} - k_{oc} \cdot (\Delta \overline{x}_3 + \Delta \overline{h}), \end{aligned} \quad (8)$$

где $\overline{T}_e = \frac{T_e}{T_0}$ – относительная постоянная времени ЭМП; $\overline{h} = h / y_{p \max}$ – относительное перемещение заслонки; $\overline{x}_3 = x_3 / y_{p \max}$ – относительное перемещение золотника; $\overline{y}_p = \frac{y_p}{y_{p \max}}$ – относительное перемещение поршня гидроцилиндра;

$\overline{k}_{Fl} = \frac{k_{Fl} \cdot I_{\max}}{C_{\Sigma} \cdot h_0}$ – безразмерная сила; $k_{oc} = \frac{C_{oc}}{C_{\Sigma}}$ – коэффициент обратной связи привода; x_{\max} – максимальное перемещение золотника; y_{\max} – максимальное перемещение поршня гидроцилиндра; $\overline{I} = I / I_{\max}$ – относительное значение тока управления; $\xi_e = \frac{k_{ve}}{2 \cdot \sqrt{C_{\Sigma} \cdot m_e}}$ – коэффициент относительного демпфирования якоря ЭМП.

Уравнения расхода на золотнике:

$$\begin{aligned} &\sqrt{|1 - \Delta \overline{p}_3|} \cdot \text{sign}(1 - \Delta \overline{p}_3) - \\ &- \left(1 - \frac{\Delta \overline{h}}{f}\right) \cdot \sqrt{|\Delta \overline{p}_3|} \cdot \text{sign}(\Delta \overline{p}_3) - \\ &- \overline{T}_{gy} \cdot \frac{d\overline{x}_3}{dt} = \overline{T}_v \cdot (1 + \overline{V} \cdot \Delta \overline{x}_3) \cdot \frac{d\overline{p}_3}{dt} \\ &\sqrt{|1 - \Delta \overline{p}_4|} \cdot \text{sign}(1 - \Delta \overline{p}_4) - \\ &- \left(1 + \frac{\Delta \overline{h}}{f}\right) \cdot \sqrt{|\Delta \overline{p}_4|} \cdot \text{sign}(\Delta \overline{p}_4) + \\ &+ \overline{T}_{gy} \cdot \frac{d\overline{x}_3}{dt} = \overline{T}_v \cdot (1 - \overline{V} \cdot \Delta \overline{x}_3) \cdot \frac{d\overline{p}_4}{dt}, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\overline{V} = \frac{V}{f_3 \cdot x_{3 \max}}$ – объем рабочей камеры гидроцилиндра; $\overline{f} = \frac{f}{b \cdot h_0}$ – относительная

площадь нерегулируемого дросселя;

$\Delta \overline{p}_3 = \frac{\Delta p_3}{p_k}$, $\Delta \overline{p}_4 = \frac{\Delta p_4}{p_k}$ – относительное приращение давлений в левой и правой полостях золотника.

Уравнение движения золотника:

$$\begin{aligned} \overline{T}_3^2 \cdot \frac{d^2 \overline{x}_3}{dt^2} &= \overline{k}_{px} \cdot \overline{x}_{3 \max} \cdot (\Delta \overline{p}_3 - \Delta \overline{p}_4) - \\ &- 2 \cdot \overline{T}_3 \cdot \xi_3 \cdot \frac{d\overline{x}_3}{dt} - (\Delta \overline{x}_3 - \Delta \overline{h}), \end{aligned} \quad (10)$$

где $\overline{k}_{px} = \frac{f_3 \cdot p_k}{C_{oc} \cdot x_{3 \max}}$ – коэффициент усиления ЭГУ по силе; $\xi_3 = \frac{k_{v3}}{2 \cdot \sqrt{C_{oc} \cdot m_3}}$ – коэффициент относительного демпфирования золотника; $\overline{T}_3 = \frac{T_3}{T_0}$ – относительная постоянная времени золотника.

Уравнение движения штока гидроцилиндра:

$$\begin{aligned} \overline{T}_m^2 \cdot \frac{d^2 \overline{y}_p}{dt^2} &= \overline{k}_{py} \cdot (\Delta \overline{p}_1 - \Delta \overline{p}_2) - \\ &- 2 \cdot \overline{T}_m \cdot \xi_p \cdot \frac{d\overline{y}_p}{dt} - \overline{F}_c \cdot \text{sign} \frac{d\overline{y}_p}{dt} - \overline{R}_{\Sigma}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\overline{k}_{py} = \frac{F_p \cdot p_k}{C_{oc} \cdot y_{p \max}}$ – коэффициент усиления гидродвигателя;

Уравнения расходов на гидродвигателе:

$$\begin{aligned} &\frac{\Delta \overline{x}_3}{f \cdot h_0} \cdot \sqrt{|1 - \Delta \overline{p}_1|} \cdot \text{sign}(1 - \Delta \overline{p}_1) = \\ &= \frac{d\overline{y}_p}{dt} + \overline{T}_v \cdot (1 + \overline{W} \cdot \Delta \overline{y}_p) \cdot \frac{d\overline{p}_1}{dt}, \\ &\frac{d\overline{y}_p}{dt} - \overline{T}_v \cdot (1 - \overline{W} \cdot \Delta \overline{y}_p) \cdot \frac{d\overline{p}_2}{dt} = \\ &= \frac{\Delta \overline{x}_3}{f \cdot h_0} \cdot \sqrt{|\Delta \overline{p}_2|} \cdot \text{sign}(\Delta \overline{p}_2), \end{aligned} \quad (12)$$

где $\xi_p = \frac{k_{vp}}{2 \cdot \sqrt{C_{oc} \cdot m_p}}$ – коэффициент относительного демпфирования якоря ЭМП; $\overline{p}_1 = \frac{p_1}{p_k}$, $\overline{p}_2 = \frac{p_2}{p_k}$ – относительное давление в левой и правой полостях гидродвигателя

$\bar{F}_c = \frac{F_c}{y_{p \max} \cdot C_{oc}}$ – относительное сухое трение;

нагрузка; $\bar{R}_\Sigma = \frac{R_\Sigma}{y_{p \max} \cdot C_{oc}}$ – относительная

нагрузка; $\bar{T}_m = \frac{T_m}{T_0}$ – относительная механи-

ческая постоянная времени гидродвигателя;

$\bar{T}_v = \frac{T_v}{T_0}$ – относительная емкостная посто-

янная времени гидродвигателя.

В результате перехода к безразмерным параметрам получаем критерии гомохронности [3], характеризующие скорости происходящих процессов в гидросистеме. Соответственно, постоянные времени определяются по формулам (13)–(18).

Постоянная времени ЭМП

$$T_e = \sqrt{\frac{m_e}{C_\Sigma}}. \quad (13)$$

Постоянная времени золотника

$$T_3 = \sqrt{\frac{m_3}{C_{oc}}}. \quad (14)$$

Гидравлическая постоянная времени гидроусилителя

$$T_{gy} = \frac{f_3 \cdot x_{3 \max}}{\mu \cdot b \cdot x_{3 \max} \cdot \sqrt{\frac{p_k}{\rho}}}. \quad (15)$$

Механическая постоянная времени гидродвигателя

$$T_m = \sqrt{\frac{m_p}{C_{oc}}}. \quad (16)$$

Гидравлическая постоянная времени гидродвигателя

$$T_{gp} = \frac{F_p \cdot y_{p \max}}{\mu \cdot b \cdot x_{3 \max} \cdot \sqrt{\frac{p_k}{\rho}}}. \quad (17)$$

Емкостная постоянная времени гидродвигателя

$$T_v = \frac{p_k \cdot W}{E \cdot Q_m}. \quad (18)$$

По результатам расчета были получены следующие значения безразмерных параметров:

$$T_e = 1,774 \cdot 10^{-4}, \text{ с}; T_3 = 8,076 \cdot 10^{-4}, \text{ с};$$

$$T_{gy} = 0,089, \text{ с}; T_m = 0,047, \text{ с}; T_{gp} = 3,142, \text{ с};$$

$$T_v = 0,314, \text{ с}.$$

Таким образом, для ЭГСП указанные выше комплексы определяют внутренние и общие свойства. В самой их группировке отражена физическая модель происходящих процессов; если значения двух или более приводов одинаковы, то безразмерные динамические характеристики также будут одинаковы, а размерные – подобны. Поэтому их следует принять в качестве новых обобщенных переменных и построить характеристики точности, устойчивости и управляемости.

Несмотря на то, что при переходе к безразмерным величинам количество аргументов резко сокращается, число их все же остается значительным. Для оценки относительной значимости безразмерных величин, выявления влияния их на основные характеристики и определения возможных областей автомодельности [3] выполнено предварительное исследование в широком диапазоне изменения безразмерных комплексов.

Дополнительным соображением в пользу принятия безразмерной модели в форме (8)–(12) является то, что она наиболее похожа на обычно используемую линейную модель.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ РАСЧЕТОВ

Основная цель предварительного исследования заключается в отработке методики исследования и определении наиболее рациональных направлений численного исследования.

Решение безразмерной задачи, как правило, начинается со сравнения результатов полученных по безразмерным моделям с результатами расчетов модели в размерной постановке. Как видно из рис. 2 и рис. 3, переходные процессы для безразмерной модели совпали с переходными процессами, полученными по размерной модели (с учетом масштабов преобразования), что говорит о правильном выборе масштабов и преобразования в целом.

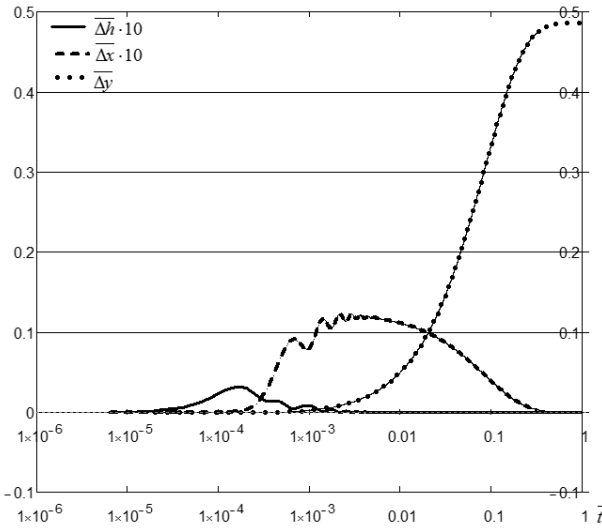


Рис. 2. Типовые переходные процессы (в безразмерных величинах), построенные по результатам расчета по размерной и безразмерной моделям

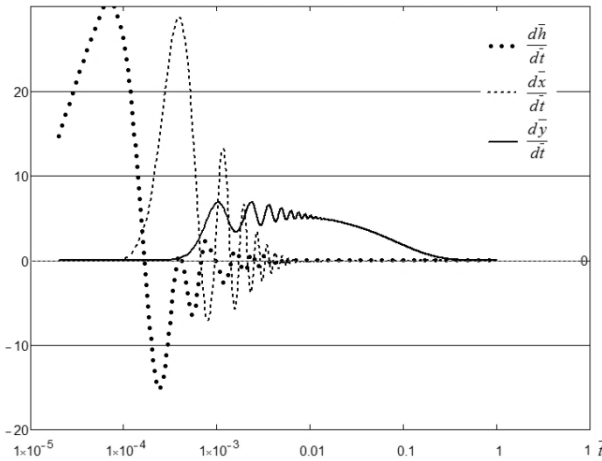


Рис. 3. Типовые переходные процессы (в безразмерных величинах), построенные по результатам расчета по размерной и безразмерной моделям

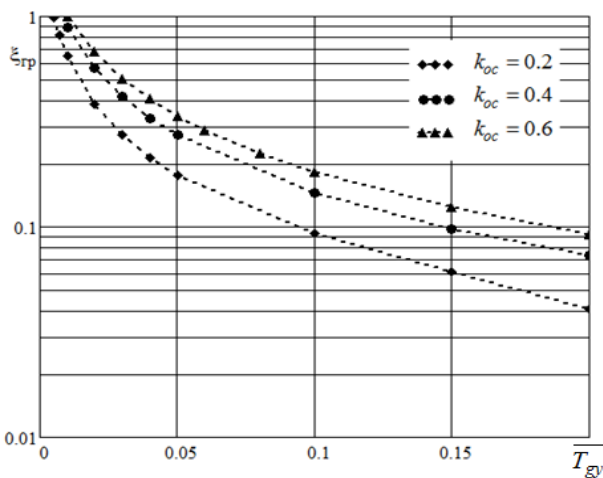


Рис. 4. Влияние коэффициента обратной связи на обобщенную характеристику устойчивости гидропривода

В работе проведен численный эксперимент с целью получения обобщенных характеристик устойчивости и управляемости привода. На рис. 4 показано влияние коэффициента обратной связи на границу устойчивости привода, который влияет на ее смещение, но незначительно. Это также отчетливо видно на обобщенной характеристике по быстродействию системы (рис. 5), где с увеличением коэффициента обратной связи привод замедляется на десятые доли секунд, что может сказаться на динамике привода в целом. Именно поэтому к подбору данного параметра следует относиться крайне осторожно.

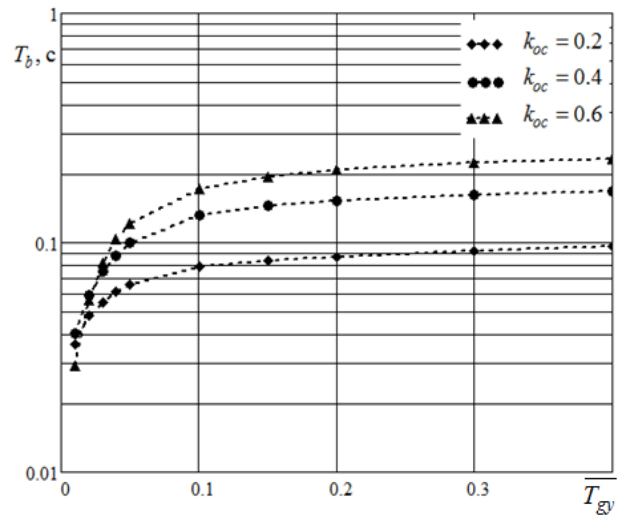


Рис. 5. Влияние коэффициента обратной связи на обобщенную характеристику быстродействия гидропривода

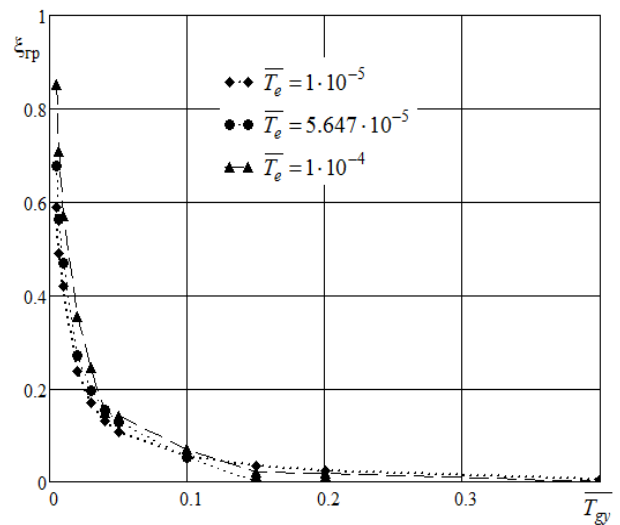


Рис. 6. Влияние T_e на обобщенную характеристику устойчивости гидропривода

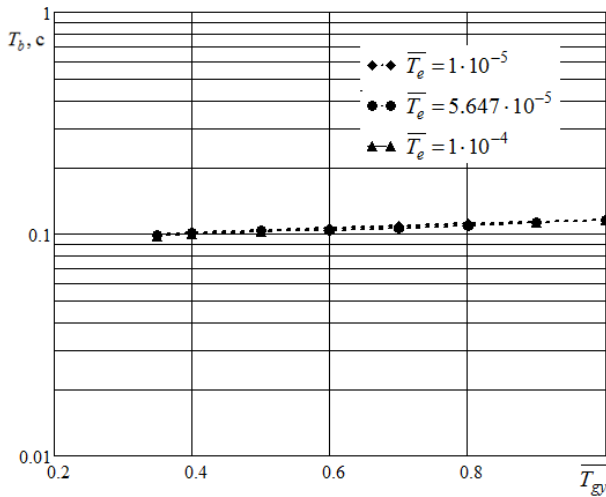


Рис. 7. Влияние \overline{T}_e на обобщенную характеристику быстродействия гидропривода

Далее разберем влияние временных постоянных на обобщенные характеристики устойчивости и быстродействия.

Параметр постоянной времени \overline{T}_e не влияет на границу устойчивости. На рис. 7 видно, что при увеличении постоянной времени граница остается прежней и, кроме этого, данный параметр не влияет на быстродействие системы (рис. 6).

В ходе расчетов выяснилось, что постоянная времени \overline{T}_m , так же как и \overline{T}_e , не влияет на устойчивость и быстродействие системы.

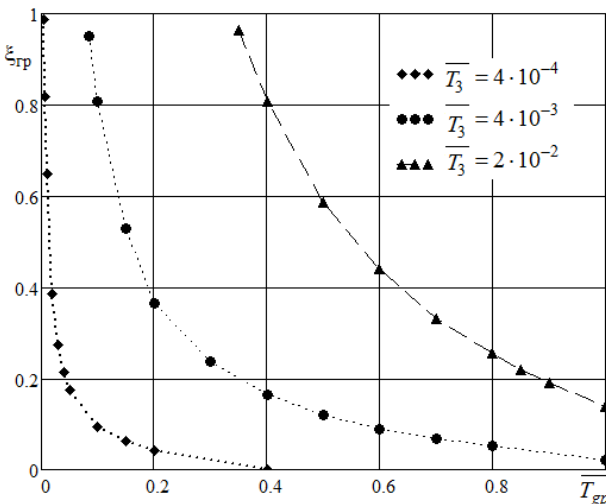


Рис. 8. Влияние \overline{T}_3 на обобщенную характеристики устойчивости гидропривода

В отличие от предыдущих параметров, постоянная времени \overline{T}_3 , судя по характери-

стике, очень сильно влияет на границу устойчивости. На рис. 8 отчетливо видно, что при увеличении постоянной времени \overline{T}_3 граница резко поднимается вверх, в результате область устойчивой работы привода увеличивается.

На быстродействие системы данный параметр абсолютно не влияет (рис. 9). Таким образом, для улучшения устойчивости данной системы с сохранением быстродействия необходимо подобрать соответствующие параметры управляющей части гидроусилителя, т.е. динамика привода в данном случае будет определяться геометрией золотникового распределителя.

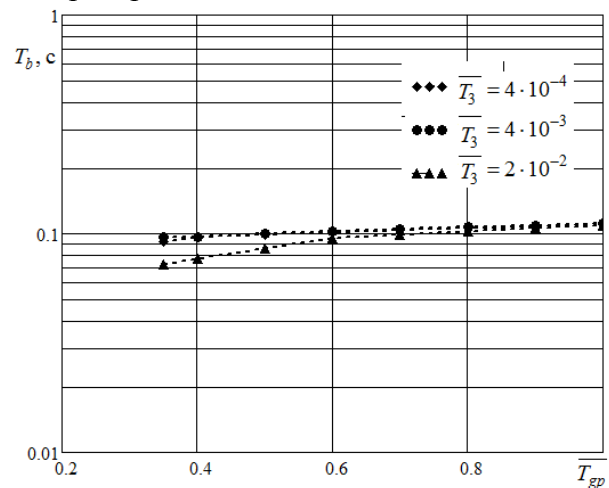


Рис. 9. Влияние \overline{T}_3 на обобщенную характеристику устойчивости гидропривода

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлены результаты в виде обобщенных динамических характеристик. Впервые при численном исследовании ЭГСП применен переход от первоначальных переменных к обобщенным. С помощью введения масштабов преобразования уравнения были преобразованы к безразмерному виду, так что безразмерные функции стали зависеть от безразмерных аргументов, безразмерного времени и комплексов (критериев подобия), в самой структуре которых отражено взаимодействие различных факторов. Критериальные зависимости, полученные в результате численных решений таких уравнений, позволили обобщить расчетные закономерности и свести их к определенному классу явлений. Кроме того, в исследованном диапазоне выявленные

критериальные зависимости получились равноценными по сравнению с аналитическими выражениями. В этом случае для систем любого порядка можно не только определять реакцию непосредственно в переходном режиме, но и делать самые общие выводы.

Также отметим, что с использованием обобщенных переменных и машинной имитации получены те же результаты, что и в линейном приближении. Но если линейный синтез на этом практически заканчивается, то для численных методов работа только начинается и здесь можно наметить следующие этапы.

Во-первых, помимо основных параметров (постоянные времени и коэффициенты усиления), определяющих точность, устойчивость и управляемость систем регулирования, имеются другие критерии и параметрические комплексы, оказывающие значительное влияние на физические процессы.

Во-вторых, эти подходы, в отличие от линейных методов, позволяют изучать динамику и статику систем с помощью одних и тех же методов.

И, наконец, эти подходы позволяют не только согласовывать взаимодействие отдельных частей, но и учитывать изменение свойств и структуру системы.

Таким образом, математическое моделирование с помощью фундаментальных уравнений сохранения, переход к обобщенным переменным и последующая машинная имитация позволяют получить максимум информации о статических и динамических свойствах системы и выбрать наиболее эффективные значения параметров системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров П. В., Целищев В. А. Основы алгоритмического моделирования нелинейных гидромеханических устройств: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2012. 137 с. [P. V. Petrov, V. A. Tselischev, *Bases of nonlinear hydromechanical devices algorithmic modeling*, (in Russian). Ufa: Ufa state aviation technical university, 2005.]
2. Коева А. А., Петров П. В., Целищев В. А. Концепция исследований устройств гидроавтоматики сложных энергетических систем // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 5 (50). С. 103–108. [A. A. Koeva, P. V. Petrov, and V. A. Tselischev, "Concept of compound energy systems hydroautomatic devices researches," (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 5 (50), pp. 103-108, 2012.]
3. Петров П. В., Целищев В. А., Коева А. А. Обобщенный анализ динамических характеристик электрогидро-

усилителя // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18, № 3 (64). С. 40–47. [P. V. Petrov, V. A. Tselischev, and A. A. Koeva, "The generalised analysis of electrohydraulic booster dynamic characteristics" (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 18, no. 3 (64), pp. 40-47, 2014.]

ОБ АВТОРЕ

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, доц. каф. прикладной гидромеханики. М-р техн. и технол. по гидравл., вакуумн. и компрес. технике (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрег. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. гидромех. систем автоматики ЛА и двиг. установок.

METADATA

Title: Necessity of transition to generalized parameters in the study of the dynamics of the electrohydraulic tracking drive.

Author: P. V. Petrov

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: pgl.petrov@mail.ru

Language: Russian.

Source: *Vestnik UGATU* (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 22, no. 2 (80), pp. 55-63, 2018. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: This paper presents the results in the form of generalized dynamic characteristics of the stability and speed of the drive. For the first time in the numerical study of EGSP, the transition from the initial variables to the generalized ones was applied. The presented criterial dependencies, obtained as a result of numerical solutions of such equations, allowed us to generalize the calculated regularities and reduce them to a certain class of phenomena. In addition, in the investigated range, the revealed criterial dependencies turned out to be equivalent in comparison with analytic expressions, which allowed for systems of any order not only to determine the reaction in the transient regime, but also to draw the most general conclusions.

Key words: mathematical modelling; numerical experiment; automatic control system; generalised mathematical model; criteria of similarity.

About author:

PETROV, Pavel Valerievich, Assoc. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2006). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2009).