

РАЗДЕЛ IV

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 625.76.08(021)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА

А.В. Жданов

ФГБОУ ВО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. В статье представлена математическая модель позиционного гидропривода, включающего в контур обратной связи поворотный гидроцилиндр. Предложена расчетная схема, составленная на основе разработанной принципиальной гидравлической схемы позиционного гидропривода, а так же схема связей элементов, что позволяет разработать обобщенную математическую модель, которая составлена из математических моделей отдельных гидроэлементов по модульному принципу. Динамика каждого гидроэлемента, входящего в состав привода описана системами дифференциальных и алгебраических уравнений.

Ключевые слова: гидропривод, математическая модель, дифференциальные уравнения, расчетная схема.

Введение

Анализ и синтез любой динамической системы основан на исследовании математической модели, которая представляет собой совокупность систем дифференциальных уравнений. Базовые элементы гидропривода в настоящее время достаточно хорошо изучены. Они описываются системами нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами, начальными и граничными условиями, уравнениями существенных нелинейностей, алгебраическими уравнениями связи, наложенными на систему [1, 2].

Методика формирования математической модели. Функционирование гидроприводов как динамической системы удобно рассматривать как реакцию на входные управляющие воздействия. Поэтому наиболее общей расчетной схемой любого гидропривода независимо от его назначения является схема, составленная по принципу «вход - выход». В такой схеме анализ и синтез осуществляется на основе связей между входными и выходными переменными, а также по динамике прохождения и преобразования переменных.

Требования, предъявляемые к математическим моделям, наиболее эффективно могут быть реализованы при модульном принципе моделирования. В соответствии с этим принципом из элементов

моделируемой системы, описываемых системами дифференциальных и алгебраических уравнений, формируются базовые модули [3,4].

В случае моделирования гидравлических систем такими базовыми модулями будут являться многомерные динамические объекты или гидравлические многополюсники. Подобные базовые модули составлены таким образом, чтобы при формировании обобщенной модели на входе и на выходе получить значения переменных: давлений, расходов, скоростей, перемещений и т.д. Таким образом, при помощи математических моделей базовых модулей синтезируется математическая модель исследуемой системы произвольной структуры. Степень декомпозиции сложных систем при формировании базовых модулей определяется целью, задачами теоретических исследований и применяемым при математическом моделировании аппаратом.

Таким образом, в соответствии с методикой формирования математической модели, задача математического моделирования сводится к разработке математических моделей элементов позиционного гидропривода (ПГ) (насоса, трубопроводов, гидрораспределителя, предохранительного клапана, поворотного гидроцилиндра, включенного в контур обратной связи, и исполнительного

гидродвигателя: гидроцилиндра или гидромотора) с последующим их объединением в обобщенную модель системы.

Принятые допущения

При моделировании ПГ приняты следующие допущения: влияние волновых процессов на динамику привода не учитываются; температура и вязкость рабочей жидкости, а так же количество нерастворенного воздуха не изменяются в течение переходного процесса; коэффициент расхода управляемых дросселей является постоянной величиной; неравномерность подачи питающего насоса не учитывается; параметры гидроэлементов сосредоточены; внешний момент сопротивления на валу поворотного гидроцилиндра не учитывается ввиду его малости; давление всасывания насоса ввиду его малости не учитывается [5,6].

Расчетная схема

Расчетная схема ПГ должна отражать входные, выходные и промежуточные параметры системы, а также управляющие и возмущающие воздействия. Для составления расчетной схемы необходимо рассмотреть гидравлическую схему исследуемого привода. При математическом моделировании за основу взята конструкция привода с крановым распределителем и поворотным гидроцилиндром в контуре обратной связи. В качестве гидродвигателя могут быть использованы гидроцилиндр или гидромотор. Гидросхема ПГ представлена на рисунке 1.

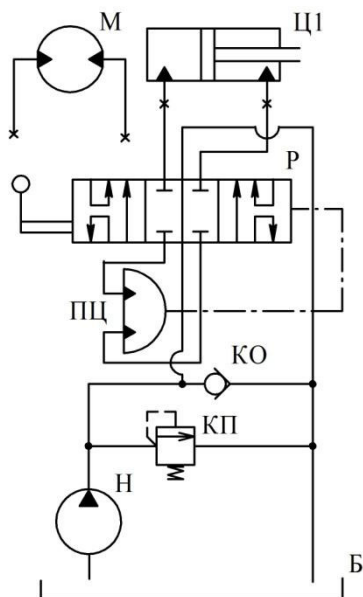


Рис. 1. Гидравлическая схема позиционного гидропривода

Рассматриваемый в работе ПГ состоит из трехпозиционного шестилинейного распределителя Р следящего действия гидравлически связанного первой и третьей линиями с исполнительными гидроцилиндрами Ц1, второй линией с гидробаком Б, пятой линией с насосом Н, обратными клапанами КО, предохранительным клапаном КП, четвертой и шестой линиями с поворотным гидроцилиндром ПЦ.

Работа принципиальной схемы ПГ осуществляется следующим образом: в нейтральном положении распределителя Р поток рабочей жидкости от гидронасоса Н поступает к пятой линии трехпозиционного шестилинейного распределителя Р и весь поток рабочей жидкости через вторую линию распределителя Р поступает в гидробак Б.

При переводе рукоятки распределителя Р в положение, соответствующее вращению против часовой стрелки происходит рассогласование распределителя Р (например, происходит перемещение золотника вправо). При этом вторая и пятая линии распределителя Р рассоединяются, а поток рабочей жидкости от насоса Н через пятую и четвертую линии распределителя поступает в рабочую полость поворотного гидроцилиндра ПЦ, происходит поворот вала, при этом вытесняемая из сливной полости жидкость поступает через шестую и первую линии распределителя Р в левую полость исполнительного гидроцилиндра Ц1 и преодолевает приложенную внешнюю нагрузку. Поршень исполнительного гидроцилиндра выдвигается. Поток рабочей жидкости из сливной полости исполнительного гидроцилиндра Ц1 через четвертую и третью линии распределителя Р поступает в гидробак Б.

Трехпозиционный шестилинейный распределитель кранового типа Р состоит из золотника, связанного с рукояткой, и гильзы, кинематически связанной с поворотным гидроцилиндром. Подобная конструкция позволяет осуществлять не только пуск и остановку, но и регулирование потока рабочей жидкости. При повороте рукоятки управляющий золотник смещается на угол $\alpha(t)$, открывая при этом проходные сечения каналов гидрораспределителя. При этом поток рабочей жидкости попадает в рабочую полость поворотного гидроцилиндра, и вытесняемая жидкость попадает в исполнительный гидроцилиндр, вал поворотного гидроцилиндра, установленного в контуре обратной связи, осуществляет отрицательную обратную связь посредством

смещения гильзы золотника распределителя на угол $\alpha_{oc}(t)$, регулируя при этом расход на выходе [1,4]:

$$\Delta\alpha(t) = \alpha(t) - \alpha_{oc}(t), \quad (1)$$

Гидравлическая схема и выражение (1) позволяют оформить расчетную схему ПГ,

представленную на рисунке 2. На схеме изображен гидрораспределитель и поворотный гидроцилиндр ПГ: рукоятка связана с золотником распределителя, а вал поворотного гидроцилиндра – с гильзой.

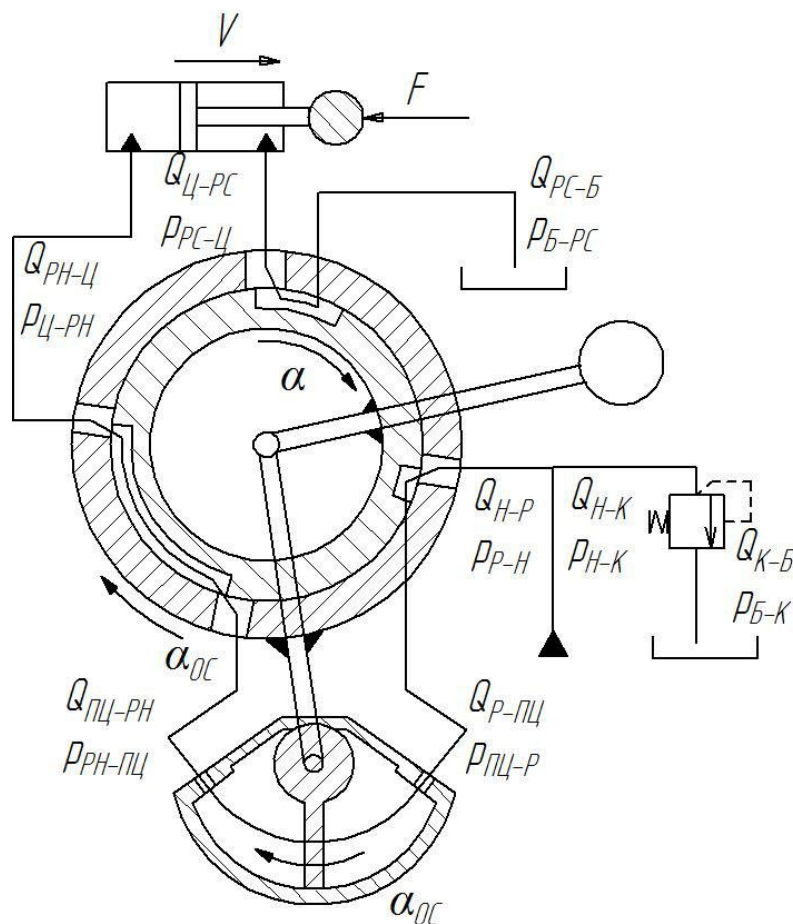


Рис. 2. Расчетная схема позиционного гидропривода

Входными параметрами привода являются угол поворота рукоятки распределителя и нагрузка, которую необходимо преодолеть гидроцилиндру рабочего оборудования, а выходными – скорость перемещения штока рабочего гидроцилиндра и момент, который необходим развить двигателю для обеспечения требуемого давления в гидросистеме.

На расчетной схеме приведены промежуточные параметры ПГ: $Q_{Н-Р}$ и $p_{Р-Н}$ – расход и давление рабочей жидкости между насосом и гидрораспределителем; $Q_{Н-К}$ и $p_{Н-К}$ – расход и давление между насосом и предохранительным клапаном; $Q_{Р-ПЦ}$ и $p_{ПЦ-Р}$ – расход и давление между распределителем и поворотным гидроцилиндром; $Q_{ПЦ-РН}$ и $p_{РН-ПЦ}$

– расход и давление между поворотным гидроцилиндром и напорной линией гидрораспределителя; $Q_{РН-Ц}$ и $p_{Ц-РН}$ – расход и давление между напорной линией гидрораспределителя и исполнительным гидрцилиндром; $Q_{Ц-СР}$ и $p_{СР-Ц}$ – расход и давление между исполнительным гидрцилиндром и сливной линией гидрораспределителя; $Q_{РС-Б}$, $p_{Б-РС}$ и $Q_{К-Б}$, $p_{Б-К}$ – расход и давление между сливной линией гидрораспределителя и предохранительного клапана и баком.

Блок схема. Блок-схема позволяет определить необходимое количество входов и выходов базовых модулей и устанавливает порядок их соединения. Блок-схема ПГ представлена на рисунке 3.

На блок-схеме представлены базовые модули, обозначающие гидроэлементы привода, и связи между ними. Схема составлена по принципу «вход-выход», то есть выходные параметры предыдущего элемента являются входными для последующего. Дополнительным входом базового модуля «Гидрораспределитель» является ошибка регулирования угла поворота рукоятки, по статической характеристике распределителя определяется площадь открытия расходных окон, которая определяет расход, поступающий в поворотный гидроцилиндр и являющаяся для него дополнительным входом. Дополнительным выходом модуля «Поворотный гидроцилиндр» является угол

поворота вала, который осуществляет обратную связь, посредством доворота гильзы распределителя. Дополнительным входом и выходом модуля «Рабочий гидроцилиндр» является внешняя нагрузка, приложенная к штоку и скорость штока. Входом модуля «Предохранительный клапан» является давление между насосом и распределителем, которое обуславливает перемещение ЗРЭ клапана и регулирует расход, поступающий на слив. На схеме связи, обозначающие расход рабочей жидкости изображены в виде линий со стрелкой, показывающих направление потока. Давление же изображено в виде линий с двумя стрелками, так как действует во всех направлениях в расчетных узлах.

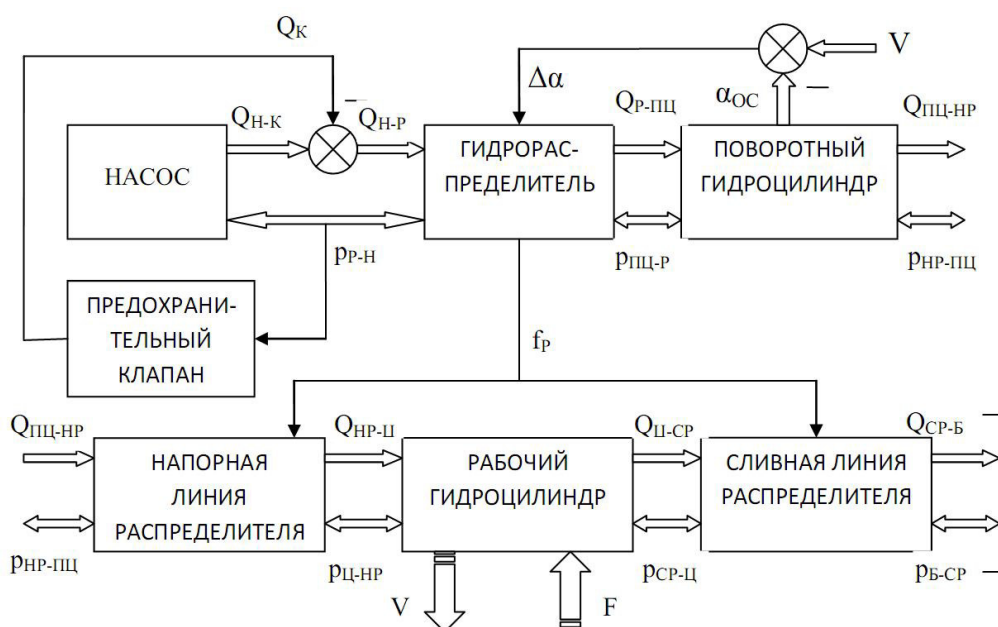


Рис. 3. Блок-схема позиционного гидропривода

Базовые модули

Насос. Рассмотрен как идеальный источник энергии достаточно мощный для поддержания давления настройки предохранительного клапана. Поэтому уравнение приводного двигателя не рассматривается и частота вращения вала насоса принимается постоянной величиной. В соответствие с блок-схемой модуль насоса имеет в качестве выходного параметра подачу рабочей жидкости, а качестве входного давление между насосом и распределителем, этот же сигнал поступает на вход предохранительного клапана, который выполняет функции переливного и осуществляет разгрузку системы путем частичного или полного перепуска

рабочей жидкости в гидробак. Описывается насос следующей системой уравнений [7,8]:

$$M_H = (P_{P-H} \cdot q_H \cdot e_H) / \eta_{ГН}; \quad (2)$$

$$Q_{H-K} = q_H \cdot e_H \cdot \omega_H \cdot \eta_{OH}; \quad (3)$$

$$\omega_H = \frac{d\varphi_H}{dt}; \quad (4)$$

$$e_H = \frac{q_H}{q_{HM}}, \quad (5)$$

где Q_H – подача насоса; P_H – давление между насосом и гидрораспределителем; φ_H – угол поворота вала насоса; ω_H – угловая скорость вала насоса; e_H – параметр регулирования; q_{HM} – максимальный рабочий объем насоса; q_H – рабочий объем насоса; M_H

– момент сопротивления на валу гидронасоса; $\eta_{\text{мн}}$, $\eta_{\text{он}}$ – КПД насоса соответственно механический и объемный.

Предохранительный клапан

В ПГ параллельно с насосом устанавливается предохранительный клапан прямого действия с демпфированием скорости запорно-регулирующего элемента (ЗРЭ), обеспечивающий защиту гидросистемы от давления, превышающего номинальное, посредством перепуска части или всего потока рабочей жидкости в гидробак.

Гидродинамические процессы, протекающие в клапане оказывают значительное воздействие на формирование переходных процессов в ПГ поскольку в соответствии с блок-схемой (рис. 3) расход рабочей жидкости, проходящей через клапан $Q_{\text{к}}$, вычитается из подачи насоса $Q_{\text{н-к}}$, то есть:

$$Q_{\text{н-р}} = Q_{\text{н-к}} - Q_{\text{к}}, \quad (6)$$

Предохранительный клапан рассматривается как подсистема из трех элементов: ЗРЭ, статической зависимости площади открытия дросселирующей щели от перемещения ЗРЭ и регулируемого дросселя, представляющего дросселирующую щель.

В связи с этим клапан описывается уравнением движения ЗРЭ, статической нелинейной характеристикой клапана, уравнением расхода рабочей жидкости через дросселирующую щель и уравнением, определяющим давление рабочей жидкости в полости демпфера [7,8]:

$$\frac{d^2 x_{\text{ЗРЭ}}}{dt^2} \cdot m_{\text{ЗРЭ}} = p_{\text{р-н}} S_{\text{ЗРЭ1}} - p_{\text{б-к}} S_{\text{ЗРЭ2}} - \quad (7)$$

$$- h_{\text{к}} \frac{dx_{\text{ЗРЭ}}}{dt} - R_{\text{тр к}} \text{sign} \frac{dx_{\text{ЗРЭ}}}{dt} - c(x_{\text{ЗРЭ}} - x_0);$$

$$f_{\text{к}} = \begin{cases} \pi(d_{\text{к}} - \frac{x \cdot \sin 2\gamma}{2}) x_{\text{к}} \cdot \sin \alpha, & \text{при } |x_{\text{ЗРЭ}}| \leq x_{\text{макс}}; \\ f_{\text{к макс}}, & \text{при } |x_{\text{ЗРЭ}}| > x_{\text{макс}}, \end{cases} \quad (8)$$

$$Q_{\text{к}} = \mu \cdot f_{\text{к}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{р-н}} - p_{\text{б-к}}| \cdot \text{sign}(p_{\text{р-н}} - p_{\text{б-к}})}, \quad (9)$$

где $x_{\text{ЗРЭ}}$ – перемещение ЗРЭ; $m_{\text{ЗРЭ}}$ – масса ЗРЭ; $S_{\text{ЗРЭ1}}$, $S_{\text{ЗРЭ2}}$ – рабочие площади клапана со стороны напора и слива; $h_{\text{к}}$ – коэффициент вязкого трения клапана; $R_{\text{тр к}}$ – сила сухого трения; c – жесткость пружины; x_0 – величина предварительного сжатия пружины; $f_{\text{к}}$ – площадь поперечного сечения дросселирующей щели клапана; $f_{\text{к макс}}$ – максимальная площадь поперечного сечения

дросселирующей щели клапана; ρ – плотность рабочей жидкости; $d_{\text{к}}$ – диаметр седла клапана; γ – угол образующего конуса дросселирующей щели.

Гидрораспределитель

Гидрораспределитель является управляющим элементом ПГ, его задачей является не только перераспределение потоков рабочей жидкости в системе, но и изменение скорости перемещения штока рабочего гидроцилиндра в зависимости от скорости поворота рукоятки // .Поскольку в ПГ обратная связь осуществляется вращением деталей с целью уменьшения размеров и снижения материалоемкости конструкции, то наиболее подходящим является гидрораспределитель кранового типа с возможностью регулирования проходных сечений окон, регулирующих подачу.

Гидрораспределитель является совокупностью регулируемых дросселей, в то время как его составляющие: золотник и гильза представляют собой нелинейные элементы, которые в результате совместного вращения регулируют площади проходных сечений дросселей [1,4,8].

Дроссели, регулирующие потоки рабочей жидкости, циркулирующие в контуре обратной связи, описываются следующей системой уравнений [1]:

$$Q_{\text{р-пц}} = Q_{\text{н-р}} - Q_{\text{сл}} - Q_{\text{у}}; \quad (10)$$

$$\frac{dQ_{\text{н-р}}}{dt} = B \left(\mu f_{\text{р}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{\text{р-н}} - p_{\text{пц-р}}| \cdot \text{sign}(p_{\text{р-н}} - p_{\text{пц-р}})} - Q_{\text{н-р}} \right); \quad (11)$$

$$Q_{\text{сл}} = \mu \cdot f_{\text{сл}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{\text{сл}}}; \quad (12)$$

$$Q_{\text{у}} = k_{\text{у}} \cdot (p_{\text{р-н}} - p_{\text{пц-р}}); \quad (13)$$

$$k_{\text{у}} = \frac{\pi r_{\text{г}} (r_{\text{г}} - r_{\text{з}})^3}{6 \nu \rho l} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \quad (14)$$

где $Q_{\text{н-р}}$ – подача насоса; $Q_{\text{р-пц}}$ – расход жидкости поступающий в поворотный гидроцилиндр; $Q_{\text{сл}}$ – расход жидкости, поступающей на слив; $Q_{\text{у}}$ – утечки рабочей жидкости; $p_{\text{р-н}}$ – давление между насосом и распределителем; $p_{\text{пц-р}}$ – давление между распределителем и поворотным цилиндром; $p_{\text{сл}}$ – давление в сливной гидролинии; B – коэффициент, учитывающий инерционность столба жидкости; $f_{\text{р}}$ – площадь проходных сечений управляющих каналов; μ – коэффициент расхода; ρ – плотность рабочей жидкости; $k_{\text{у}}$ – коэффициент утечек; $r_{\text{г}}$ – радиус гильзы; $r_{\text{з}}$ – радиус золотника; ν – кинематическая вязкость жидкости; l – длина сопряжения; ε – коэффициент

эксцентриситета.

Нелинейная статическая характеристика управляющих каналов гидрораспределителя в случае перекрытия отверстий в гильзе пазами на золотнике выглядит следующим образом [4, 7]:

$$f_p = \begin{cases} f_y, \text{ при } |\Delta\alpha| \leq \Delta\alpha_p; \\ z \left(\frac{d_p^2}{4} \arccos\left(1 - \frac{2r_3\Delta\alpha}{d_p}\right) - \left(\frac{d_p}{2} - r_3\Delta\alpha\right) \sqrt{d_p r_3 \Delta\alpha - (r_3\Delta\alpha)^2} \right) + \\ + f_y, \text{ при } \Delta\alpha_p < |\Delta\alpha| < \Delta\alpha_{MAX}; \\ f_{MAX} + f_y, \text{ при } |\Delta\alpha| \geq \Delta\alpha_{MAX}, \end{cases} \quad (15)$$

где f_y – площадь через которую происходят утечки рабочей жидкости; f_{MAX} – максимальная площадь проходных сечений; z – число управляющих дросселей; d_p – диаметр отверстий управляющих дросселей.

Поворотный гидроцилиндр

Для осуществления гидрообъемной обратной связи в ПГ предусмотрен поворотный гидроцилиндр. Поворотным гидроцилиндром называется объемный гидродвигатель, у которого угол поворота выходного вала ограничен (до 360°). Поворотный цилиндр установлен в контур отрицательной обратной связи и осуществляет поворот гильзы распределителя с целью регулирования расхода рабочей жидкости, подаваемой в рабочий гидроцилиндр. Обратная связь позволяет не только позиционировать шток рабочего гидроцилиндра в зависимости от угла поворота рукоятки управления, но и регулировать скорость его выдвигания/втягивания.

Поворотный гидроцилиндр описывается уравнением неразрывности потока рабочей жидкости с учетом утечек и перетечек и уравнением движения выходного звена [7,8]:

$$Q_{\text{ПЦ-РН}} = Q_{\text{Р-ПЦ}} - Q_{\text{У ПЦ}} - Q_{\text{ПЕР ПЦ}}; \quad (16)$$

$$\frac{d\alpha_{OC}}{dt} = \frac{2Q_{\text{Р-ПЦ}}}{b(R^2 - r^2)}; \quad (17)$$

$$\frac{d^2\alpha_{OC}}{dt^2} = \frac{b}{2}(R^2 - r^2) \cdot (p_{\text{ПЦ-Р}} - p_{\text{РН-ПЦ}}) -$$

$$- h_{\text{ПЦ}} \frac{d\alpha_{OC}}{dt} - R_{\text{ПЦ}} \cdot \text{sign} \frac{d\alpha_{OC}}{dt}; \quad (18)$$

$$Q_{\text{У ПЦ}} = k_{\text{У ПЦ}} (p_{\text{ПЦ-Р}} - p_{\text{РН-ПЦ}}); \quad (19)$$

$$Q_{\text{ПЕР ПЦ}} = k_{\text{ПЕР ПЦ}} (p_{\text{ПЦ-Р}} - p_{\text{РН-ПЦ}}), \quad (20)$$

где $Q_{\text{У ПЦ}}$ и $Q_{\text{ПЕР ПЦ}}$ – расходы утечек и перетечек в поворотном гидроцилиндре соответственно; $k_{\text{У ПЦ}}$ и $k_{\text{ПЕР ПЦ}}$ – коэффициенты утечек и перетечек; R и r –

большой и малый радиусы; b – ширина пластины; $h_{\text{ПЦ}}$ – коэффициент вязкого трения; $R_{\text{ПЦ}}$ – сила сухого трения в уплотнениях пластины.

Гидроцилиндр

Динамика гидроцилиндра может быть описана посредством уравнения поступательного движения поршня под действием давления в зависимости от внешней нагрузки, сухого и вязкого трения и уравнений расходов на входе и выходе с учетом сжимаемости жидкости в полостях [5,3]:

$$Q_{\text{РН-Ц}}^{\text{П}} = \frac{dp_{\text{Ц-РН}}}{dt} \cdot k_{\text{УПР П}} + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + k_{\text{ПЕР П}} (p_{\text{Ц-РН}} - p_{\text{РС-Ц}}); \quad (21)$$

$$Q_{\text{РН-Ц}}^{\text{Ш}} = \frac{dp_{\text{Ц-РН}}}{dt} \cdot k_{\text{УПР Ш}} + \frac{\pi(D-d)^2}{4} \cdot \frac{dz}{dt} + k_{\text{ПЕР Ш}} (p_{\text{Ц-РН}} - p_{\text{РС-Ц}}); \quad (22)$$

$$m \frac{d^2z}{dt^2} = (p_{\text{Ц-РН}} - p_{\text{РС-Ц}}) \cdot \frac{\pi D^2}{4} - h_{\text{Ц}} \cdot \frac{dz}{dt} - (R_{\text{ТР П}} + R_{\text{ТР Ш}} + k(p_{\text{Ц-РН}} + p_{\text{РС-Ц}})) \cdot \text{sign} \frac{dz}{dt} - F; \quad (23)$$

где z – перемещение штока гидроцилиндра; m – приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра; D – диаметр поршня; d – диаметр штока; $h_{\text{Ц}}$ – коэффициент вязкого трения; $R_{\text{ТР П}}$ и $R_{\text{ТР Ш}}$ – сила сухого трения в уплотнениях соответственно поршня и штока; F – сила на штоке гидроцилиндра; $k_{\text{УПР}}$ – коэффициент упругости полостей с жидкостью; $k_{\text{ПЕР}}$ – коэффициент перетечек полостей с жидкостью.

Формирование обобщенной математической модели

Из базовых модулей гидроэлементов на основе блок-схемы (рисунок 3) может быть синтезирована обобщенная математическая модель ПГ.

Объединение базовых модулей, представляющих собой элементов ПГ, в единую математическую модель производится в соответствии со следующими принципами: для последовательно соединенных базовых модулей выходные параметры предыдущего элемента являются входными параметрами последующего, поэтому блоки элементов соединяются в узлах, в которых сходятся одноименные входные и выходные сигналы; для параллельно соединенных базовых модулей сигналы на входе разветвляются, на выходе – суммируются.

Вывод

В статье приведены расчетная схема и схемы связей, а так же уравнения базовых гидроэлементов, входящих в состав ПГ.

Выбранный при математическом моделировании подход позволяет синтезировать математическую модель и может быть применен при моделировании гидропривода любой структуры и сложности.

Библиографический список

1. Жданов, А.В. Теоретические исследования рабочих процессов, протекающих в распределителях гидравлических рулевых механизмов / А.В. Жданов, Ю.Е. Меркушева // Омский Научный Вестник. – 2013. – Вып. 1(117). – С. 88 – 91.
2. Щербаков, В.С. Научные основы повышения точности работ, выполняемых землеройно-транспортными машинами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04 / Щербаков В.С. – Омск, 2000. – 416 с.
3. Жданов, А.В. Автоматизация проектирования гидроцилиндров, оснащенных мембранным уплотнением поршня: монография / А.В. Жданов, С.В. Леванов. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2014. – 145 с.
4. Мукушев, Ш.К. Совершенствование объемного гидропривода рулевого управления дорожно-строительных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Мукушев Ш.К. – Омск, 2007. – 203 с.
5. Динамика гидропривода / под общ. ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с.
6. Щербаков, В.С. Автоматизация проектирования гидроприводов рулевого управления колесных машин: монография / В.С. Щербаков, А.В. Жданов, В.В. Меньков. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2012. – 153 с.
7. Галдин, Н.С. Элементы объемных гидроприводов мобильных машин. Справочные материалы: Учебное пособие / Н.С. Галдин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 127 с.
8. Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ / под ред. Е.Ю. Малиновского. – М.: Машиностроение, 1980. – 216 с.

MATHEMATICAL MODEL OF POSITION HYDRAULIC DRIVE

A.V. Zhdanov

Abstract. The article presents a mathematical model of the position hydraulic drive, including a feedback loop rotary cylinder. A design scheme, compiled on the basis of the concept developed by the hydraulic circuit of hydraulic drive position, as well as the diagram of connections of elements that allows the development of a generalized mathematical model, which is composed of mathematical models of separate hydraulic elements in a modular fashion. The dynamics of each hydraulic elements, which is part of the drive is described by systems of differential and algebraic equations.

Keywords: hydraulic, mathematical model, differential equations, the design scheme.

References

1. Zhdanov A.V., Merkusheva Ju.E. Teoreticheskie issledovaniya rabochih processov, protokajushih v raspredeliteljah gidravlicheskih rulevyh mehanizmov [Theoretical studies of working processes that take place in distributors of hydraulic steering gears]. *Omskij Nauchnyj Vestnik*, 2013, no 1(117). pp. 88 – 91.
2. Shherbakov V.S. Nauchnye osnovy povyshenija tochnosti rabot, vypolnjaemyh zemlerojno-transportnymi mashinami dis. d-ra tehn. nauk [Scientific basis for improving the accuracy of work performed Earthmovers: dis. Dr. tehn. sciences]. Omsk, 2000. 416 p.
3. Zhdanov A.V., Levandov S.V. *Avtomatizacija proektirovanija gidrocilindrov, osnashhennyh membrannym uplotneniem porshnja* [Computer-aided design of hydraulic cylinders, equipped with membrane seal piston]. Omsk: Izd-vo SibADI, 2014. 145 p.
4. Mukushev, Sh.K. Sovershenstvovanie ob'emnogo gidroprivoda rulevogo upravlenija dorozhno-stroitel'nyh mashin: diss. kand. tehn. nauk [Improving the surround steering hydraulic drive road-building machines: diss. cand. tehn. sciences]. Omsk, 2007. 203 p.
5. *Dinamika gidroprivoda* [Dynamics of hydraulic drive]. pod obshh. red. V.N. Prokof'eva. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 292 p.
6. Shherbakov V.S., Zhdanov A.V., Men'kov V.V. *Avtomatizacija proektirovanija gidroprivodov rulevogo upravlenija kolesnyh mashin* [Computer-aided design of the steering wheel control of hydraulic drives of machines]. Omsk: Izd-vo SibADI, 2012. 153 p.
7. Galdin N.S. *Jelementy ob'emnyh gidroprivodov mobil'nyh mashin. Spravochnye materialy* [Elements of volumetric hydraulic drives of mobile machines]. Omsk: Izd-vo SibADI, 2005. 127 p.
8. *Raschet i proektirovanie stroitel'nyh i dorozhnyh mashin na JeVM* [Calculation and design of building and road cars to computers]. pod red. E.Ju. Malinovskogo. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 216 p.

Жданов Алексей Валерьевич (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Начертательная геометрия, инженерная и машинная графика», доцент кафедры «Подъемно-транспортные, тяговые машины и гидропривод» ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: avzh_1984@mail.ru).

Zhdanov Alexey Valeryevich (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor "Descriptive geometry, engineering and machine graphics", the associate professor "Hoisting-and-transport, traction cars and a hydraulic actuator" The Siberian State Automobile and Highway Academy (644080, Omsk, Mira Ave., 5, e-mail: avzh_1984@mail.ru).