

# Построение математической модели автономного гидропривода

А. В. Бутрин, email: gfdhj2013@ya.ru

ФГБОУ ВО «Тулский государственный университет»

**Аннотация.** В данной работе рассмотрены вопросы построения математической модели автономного гидропривода, особенность которого состоит в интегрированной компоновке, объединяющей в себе гидравлический распределитель, аксиально-поршневой насос, электродвигатель, двухкаскадный гидроусилитель, предохранительный клапан и датчики обратной связи. Приведена структурная схема модели, построенной в среде Simulink. Проведён анализ полученных результатов и на его основе сделаны выводы.

**Ключевые слова:** Автономный гидравлический привод, математическая модель, Simulink.

## Введение

В системах управления летательными аппаратами (ЛА) широко используется так называемый автономный гидравлический привод, где все элементы интегрированы в одном устройстве, что избавляет от необходимости устанавливать обширную систему трубопровода и внешнюю насосную станцию. Создание таких приводов мотивировано целым рядом причин, включая уменьшение габаритов или концепцию создания «более электрического ЛА». Такой привод прост в техническом обслуживании, компактный, что является существенным достоинством в малогабаритных ЛА. Однако проектирование систем управления приводом связано с целым рядом специфических трудностей, таких как нестационарность параметров объекта управления в зависимости от температуры, нелинейность и высокий порядок математической модели привода. Для разработки высокоточной системы управления приводом необходимо располагать точной математической моделью.

## 1. Устройство автономного гидропривода

В данной работе разрабатывается математическая модель автономного гидропривода (АГ) в среде Simulink. В АГ все элементы гидравлической и электрической системы конструктивно объединены в

одном устройстве. Структурная схема замкнутой системы управления АГ приведена на рисунке 1.

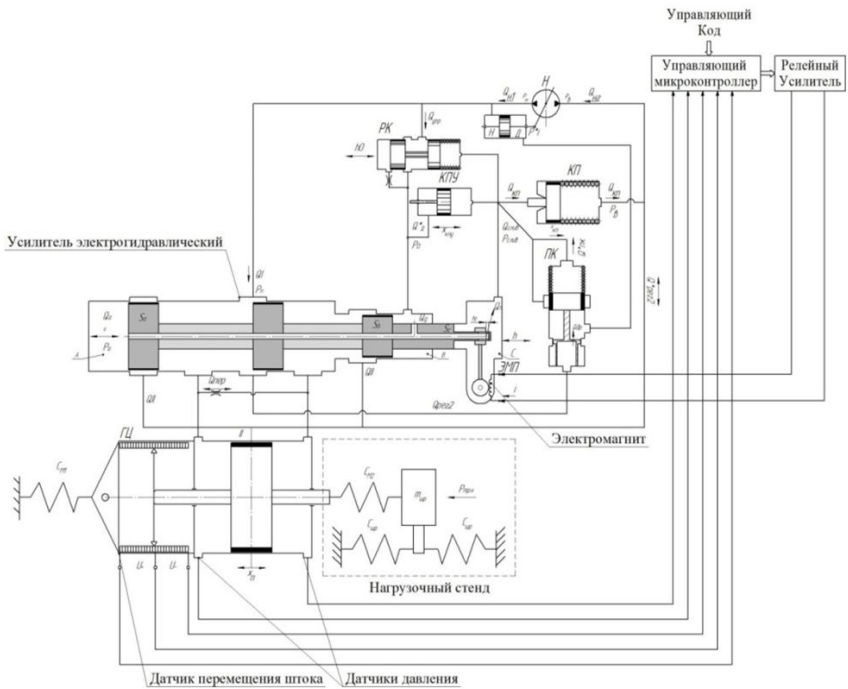


Рис. 1. Структурная схема привода

Конструкция гидропривода содержит двухкаскадный гидросилитель («усилитель электрогидравлический» - 2 каскад и «ЭМП» - 1 каскад на рисунке 1), насос с регулятором («Н» на рисунке 1), электродвигатель (не показан), датчик обратной связи («датчик перемещения штока» и «датчики давления» на рисунке 1), двусторонний гидроцилиндр («ГЦ» на рисунке 1), предохранительный клапан («ПК» на рисунке 1), компенсационно-подавляющее устройство («КПУ» на рисунке 1), редукционный клапан («РК» на рисунке 1), упругая нагрузка («нагрузочный stand» на рисунке 1). В АГ используется насос аксиально-поршневого типа с наклонным диском регулируемой производительности. При увеличении нагрузки на привод выше допустимого значения срабатывает предохранительный клапан, что приводит к отклонению наклонной шайбы и уменьшению расхода

рабочей жидкости (РЖ). Управляющий сигнал подаётся на поляризованный поворотный электромагнит, который в свою очередь отклоняет распределительную втулку первого каскада гидроусилителя. Далее РЖ поступает в одну из двух полостей между распределительным цилиндрическим золотником, где перепад давлений обеспечивает поступательное отклонение последнего на определённую величину, благодаря чему и достигается необходимый перепад давления после прохождения основного потока рабочего тела через этот распределитель, откуда жидкость направляется в одну из двух частей цилиндра, то есть в поршневую или штоковую. Такой распределитель является типичным комбинированным усилительно-преобразующим элементом, в котором золотник второго каскада усиления работает аналогично гидравлическому поршню под управлением первого усилительного каскада, хотя сам является тоже распределительным устройством, а не силовым.

Перемещение штока гидроцилиндра можно отслеживать благодаря механизму обратной связи, реализованной с помощью реечного механизма с пружинным люфтовыбирающим механизмом, который кинематически связан с валом переменного резистора. В том случае, если давление в магистрали будет превышать пределы, откроется специальный предохранительный клапан и тем самым переключит двигатель в режим холостого хода. При исследовании свойств данного привода, к его штоку крепится подпружиненный груз для имитации шарнирной нагрузки.

## **2. Моделирование гидропривода в среде Simulink**

С целью упрощения математической модели всего устройства, рассмотрим его как совокупность трёх активных элементов, каждый из которых описывается своим набором уравнений, которые также могут быть упрощены в зависимости от этапа работ и типа решаемых задач: электромагнита, гидрораспределителя и гидроцилиндра. Также примем определённые допущения. Сжимаемостью рабочей жидкости и её утечками во всех полостях и магистралях пренебрегаем, волновые процессы в каналах и упругость проводки не учитываем, давление в сливной магистрали ( $8 \text{ кгс/см}^2$ ) и давление на выходе из редуктора считаем неизменным ( $28 \text{ кгс/см}^2$ ), расход на регулятор насоса не учитываем, всеми инерционными силами пренебрегаем, возникновение пузырьков воздуха в рабочей жидкости считаем невозможным. Их математические модели представлены в среде Simulink соответствующими подсистемами.

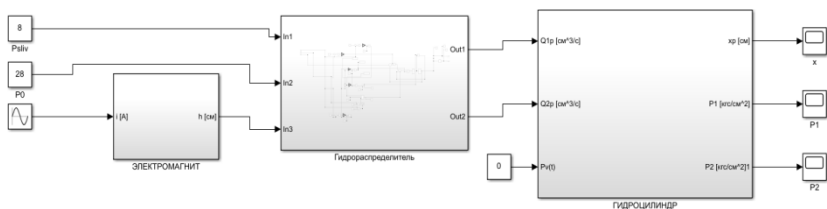


Рис. 2. Автономный гидропривод как совокупность трёх активных элементов

Следует отметить, что обязательным условием эксплуатации автономного гидропривода является ограничение хода поршня от упора до упора с целью предотвращения его «залипания» в крайних боковых положениях, которых на протяжении всего срока службы допускается не более шести. Наиболее простой и надёжный способ реализации такого требования, гарантирующий его выполнение ввиду пропорциональности выходного сигнала по отношению ко входному – вставка на вход электромагнита ограничителя напряжения от  $-0,15\text{A}$  до  $0,15\text{A}$  (второй слева элемент на рисунке 3). В других случаях реализовывают также ограничение по выходной координате штока электромагнита. Остальные значения:  $T1 = 0.00086\text{с}$ ,  $ksi1 = 0.8$ ,  $Ki1 = 1.107\text{ см/А}$ ,  $Ki2 = 0.7688\text{ см/А}^2$ ,  $Ki3 = 37.213\text{ см/А}^3$ ,  $i_{\text{max}} = 0.15\text{A}$ ,  $Kmi = 0.065$ .

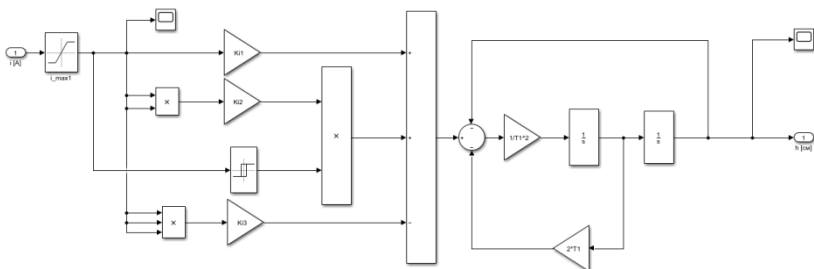


Рис. 3. Математическая модель электромагнита

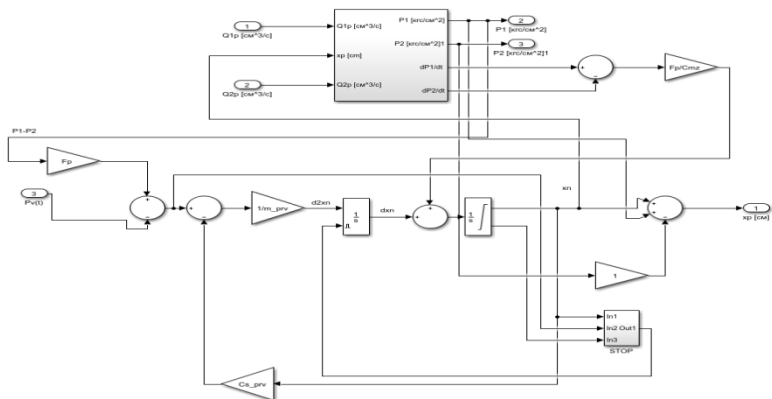


Рис. 4. Математическая модель гидроцилиндра

Гидроцилиндр – это объёмный гидравлический двигатель, совершающий возвратно-поступательные движения за счёт разницы давлений в поршневой и штоковой области. Он преобразует гидравлическую энергию жидкости в механическую работу, причём в обоих направлениях. Примем, что в нём отсутствуют внутренние перетечки и внешние утечки рабочей жидкости, а также отсутствует сила инерции поршня и штока и трение в самом цилиндре. На основе этих утверждений существуют специальные формулы для расчёта усилия и скорости гидроцилиндра в поршневой и штоковой полостях.

В математической модели гидроцилиндра:  $X_{max} = 0.15$  см - максимальное перемещение золотника,  $F_p = 10.58$  см<sup>2</sup> - площадь поршня,  $m_{prv} = 0.071$  кг\*с<sup>2</sup>/см - приведённая к  $x_p$  масса нагрузки,  $K_{dprv} = 1.5$  кг\*с/см - коэффициент демпфирования,  $C_{s\_prv} = 2000$  кгс/см - коэффициент шарнирной нагрузки,  $P_{tr} = 200$  кгс - трение в нагрузке,  $C_{mz} = 15000$  кгс/см - жёсткость элементов конструкции,  $N_{max} = 2.5$  см - максимальное перемещение поршня,  $bc1 = 0.6$  см - ширина первой щели золотника,  $bc2 = 1.2$  см - ширина второй щели золотника.

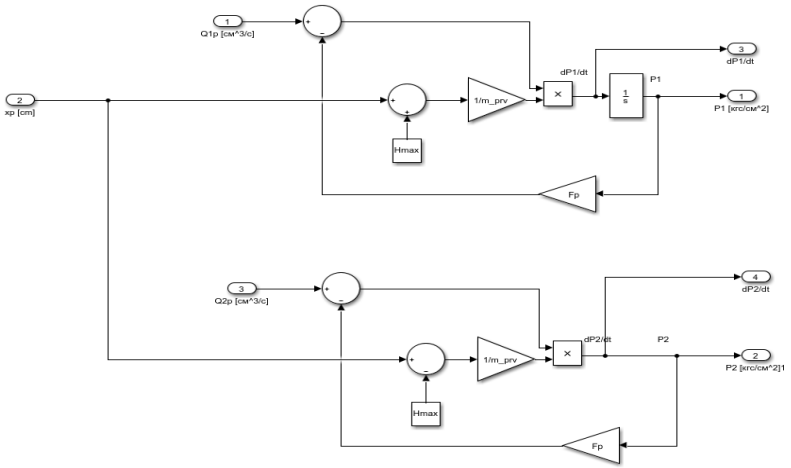


Рис. 5. Математическая модель информационно-измерительных элементов – датчиков давления рабочего тела

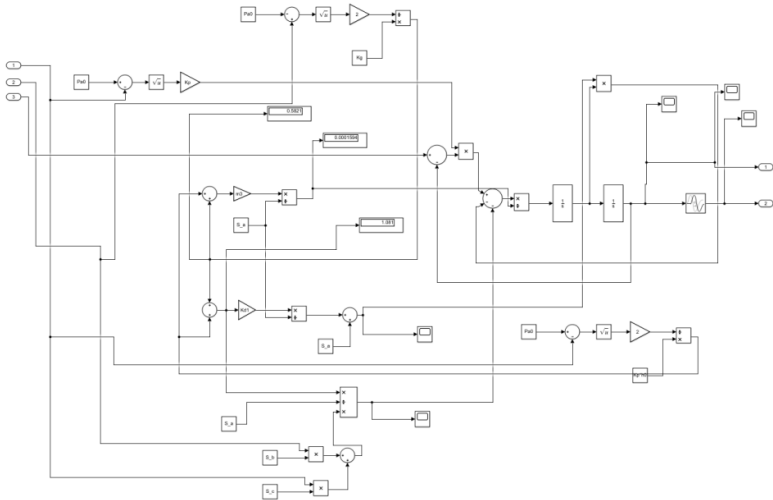


Рис. 6. Математическая модель распределительного устройства

В математической модели распределительного устройства:  $\mu_{dr} = 0.6 \text{ см}$  - коэффициент расхода постоянного дросселя,  $f_{dr} = 0.00385 \text{ см}^2$  - площадь сечения постоянного дросселя,  $\rho_0 = 0.000000846 \text{ кг/м}^3$  - плотность рабочей жидкости,  $S_b = 0.5079 \text{ см}^2$  - площадь торца

золотника (B),  $S_a = 0.9499 \text{ см}^2$  - площадь торца золотника (A),  $d_v = 0.4 \text{ см}$  - внутренний диаметр втулки,  $\mu_{dr\_рег} = 0.65$  - коэффициент расхода переменного дросселя,  $h_0 = 0.0026 \text{ см}$  - начальное открытие переменного дросселя,  $m_3 = 0.00014 \text{ кг}$  - масса золотника,  $S_0 = 8.64 \text{ см}^2$  - площадь поверхности золотника,  $H_0 = 0.00045 \text{ см}$  - средняя величина зазора между золотником и втулкой,  $S_c = 0.442 \text{ см}^2$  - площадь торца золотника,  $\mu_{dv} = 3,384 * 10^{-8}$  - коэффициент динамической вязкости,  $x_{\text{max}_z} = 0.15 \text{ см}$  - максимальное перемещение золотника,  $E_p = 10000 \text{ Н/см}^2$  - модуль упругости рабочей жидкости.

Подставим приведённые значения в скрипт и убедимся в корректной работе данной математической модели:

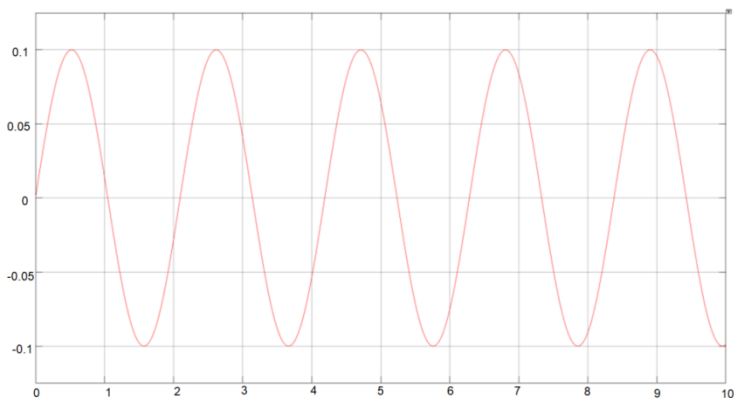


Рис. 7. Входной сигнал при частоте 3 рад/с

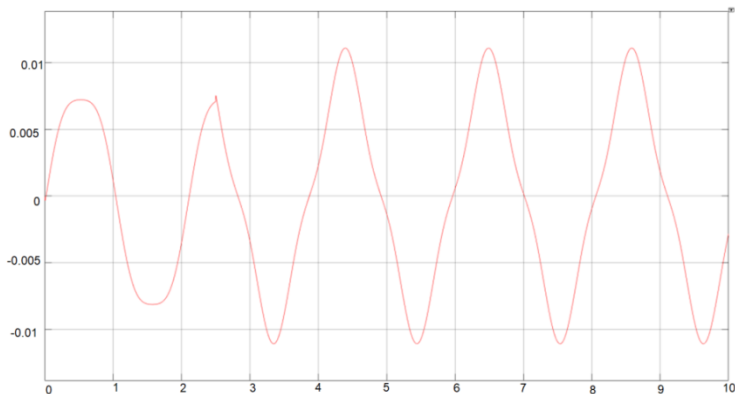


Рис. 8. Выходной сигнал при частоте 3 рад/с

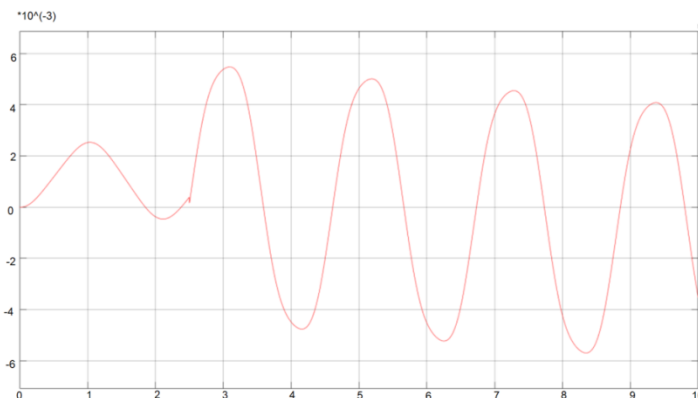


Рис. 9. Выходной сигнал при частоте 3 рад/с, но с многократным увеличением нагрузки на гидроцилиндре

Из графиков видно, что повышение нагрузки на штоке гидроцилиндра сопровождается уменьшением амплитуды движения при условии сохранения частоты входного сигнала неизменной и ухудшением качества переходных процессов.

### **Заключение**

В ходе данного исследования были рассмотрены особенности построения математической модели автономного гидравлического привода, определено его место в общей классификации, выявлены преимущества и недостатки, построена его структурная схема и математическая модель в среде Simulink, после чего на основе проведенного анализа полученных результатов можно сделать вывод о корректной обработке данным устройством входных сигналов, штатного возрастания давления по мере увеличения нагрузки, а также его способности обрабатывать нагрузку в заданном диапазоне.

### **Список литературы**

1. А. А. Руппель, А. А. Сагандыков, М. С. Кoryтов Моделирование гидравлических систем в Matlab Учебное пособие / Рецензенты: Канд. техн. наук, доцент С. Н. Чижма (ОмГУПС); д-р техн. наук, проф. Н. С. Галдин (СибАДИ). – Омск ГОУ ВПО «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)», 2009. – 174с.
2. Достоинства и недостатки гидро-, пневмо- и электроприводов // Сервомеханизмы. Новые идеи в линейном движении [Электронный



ресурс] / - Режим доступа: <http://www.servomh.ru/stati/dostoinstva-i-nedostatki-gidro-pnevmo-i-elektroprivodov>

3. Основы проектирования систем пневмо- и гидроавтоматики: монография / Ю. Л. Арзуманов, Е. М. Халатов, В. И. Чекмазов. - М.: Издательский дом «Спектр», 2017. - 495с. ISBN 975-5-4442-0129-9

4. Основы теории и расчёта газовых и гидравлических приводов летательных аппаратов Учебное пособие / С.В. Феофилов. – М.: Издательство ТулГУ, 2020. – 218с. УДК 62-522.2, 62-522.7