

УДК 629.7.064(075)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ДАТЧИКОМ НАГРУЗКИ И РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ В MATLAB/SIMULINK ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БИБЛИОТЕК SIMSCAPE

Никитаев Игорь Владимирович¹, кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных машин и машиноремонта
e-mail: inikitaev@bk.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. В данной работе рассматривается процесс моделирования гидравлического аксиально-поршневого насоса, оснащённого датчиком нагрузки и регулятором давления, с использованием программного обеспечения MATLAB/SIMULINK и библиотеки SIMSCAPE. Описывается структура испытательного стенда, его функциональные компоненты и механизмы взаимодействия, а также методы, применяемые для повышения точности моделирования.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, моделирование, MATLAB/SIMULINK, регулятор давления, гидравлические системы.

MODELING OF A HYDRAULIC AXIAL PISTON PUMP WITH A LOAD SENSOR AND A PRESSURE REGULATOR IN MATLAB/SIMULINK USING SIMSCAPE LIBRARIES

Igor V. Nikitaev¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Hoisting and Transport Machines and Machine Repair
e-mail: inikitaev@bk.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

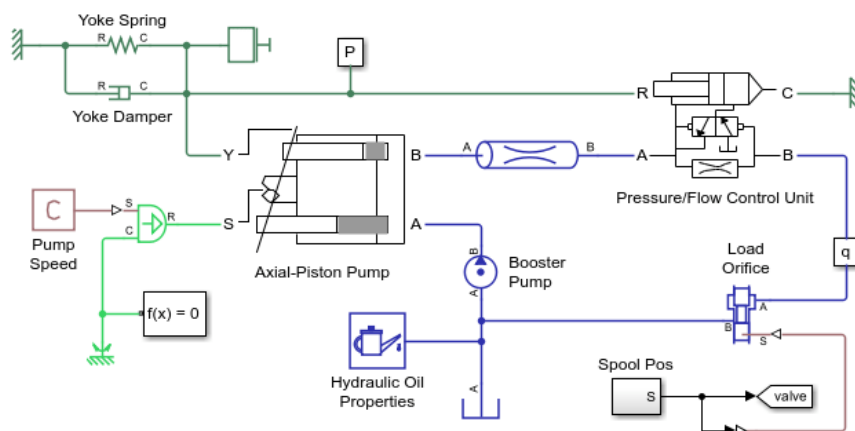
Abstract. This paper considers the process of modeling a hydraulic axial piston pump equipped with a load cell and a pressure regulator using MATLAB/SIMULINK software and the SIMSCAPE library. The structure of the test bench, its functional components and interaction mechanisms, as well as methods used to improve the accuracy of modeling are described.

Keywords: axial piston pump, modeling, MATLAB/SIMULINK, pressure regulator, hydraulic systems.

Введение

Аксиально-поршневые насосы на сегодняшний день являются важным элементом в гидравлических системах различного вида машин, включая судовые, подъемно-транспортные (автомобильные краны, погрузчики, подъемники), строительные

(экскаваторы, бульдозеры, скреперы и т.д.). Технология моделирования таких насосов в среде MATLAB/SIMULINK позволяет детально исследовать их характеристики, что способствует разработке более эффективных гидравлических систем. В этом исследовании представлена подробная схема, описывающая взаимодействие между насосом и блоком управления, который выполняет функции определения нагрузки и ограничения давления.



Hydraulic Axial-Piston Pump with Load-Sensing and Pressure-Limiting Control

1. Plot flow rates in axial-piston pump (see code)
2. Plot valve plate orifice areas that control piston inlet and outlet flows (see code)
3. Plot control adjustments to maintain rated flow and pressure (see code)
4. Open Model Workspace to explore parameters
5. Explore simulation results using Simscape Results Explorer
6. Learn more about this example

Copyright 2019-2022 The MathWorks, Inc.

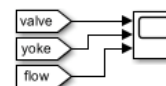


Рисунок 1 – Модель испытательного стенда

Модель аксиально-поршневого насоса разработана с использованием подсистемы «Axial-Piston Pump», где двигатель представлен источником угловой скорости (Рисунок 1). Входные и выходные порты насоса соединены с бустерным насосом низкого давления (0,5 МПа) и регулируемым отверстием, выполняющим функции нагрузки. Для анализа реакции блока управления на изменяющуюся нагрузку в процессе моделирования площадь регулируемого отверстия варьируется с помощью подсистемы «Spool Pos». Основными параметрами испытательного стенда представлены в таблице 1.

Таблица 1. Параметрами испытательного стенда

Максимальное рабочее давление насоса	7,8877e-6 м ³ /рад
Радиус цилиндра	0,04 м
Диаметр поршня	0,015 м
Количество поршней	5
Максимальный ход поршня	0,06 м
Максимальный угол поворота качающейся пластины	35 град (0,6109 рад)
Длина рычага между приводом управления и точкой поворота качающейся пластины	0,055 м
Ход привода поворотной пластины	0,04 м
Диаметр отверстия в нижней части поршневой камеры	0,007 м
Максимальная номинальная скорость насоса	2500 об/мин
Максимальное давление	27 МПа
Номинальный расход	1,1e-3 м ³ /с

Подсистема аксиально-поршневого насоса

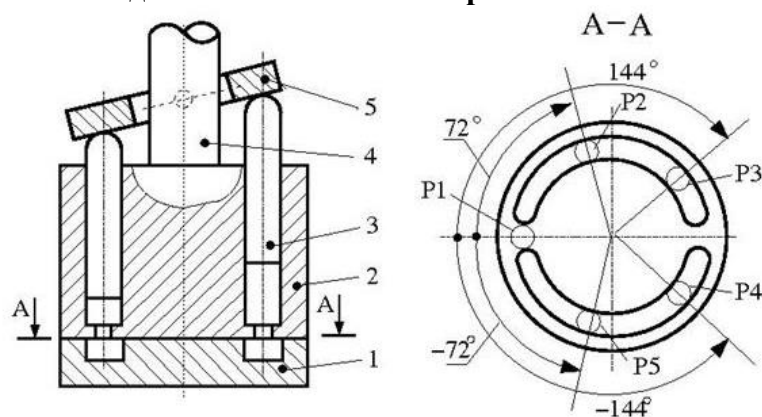


Рисунок 2 – Схема Аксиально-поршневого насоса:

1 – Клапанная пластина (переносная пластина); 2 – Блок цилиндров (ротор); 3 – Поршень; 4 – Приводной вал; 5 – Пластина для регулировки подачи насоса

Исследуемый аксиально-поршневой насос включает в себя пять поршней, схема которых представлена на рисунке 3. Все поршни моделируются в идентичных подсистемах, что обеспечивает их согласованное взаимодействие с портами модели, а именно: S – Приводной вал; Y – образный хомут, соединенный с наклонной пластиной механизма перекоса; A – Впускное отверстие насоса; B – Выпускное отверстие насоса.

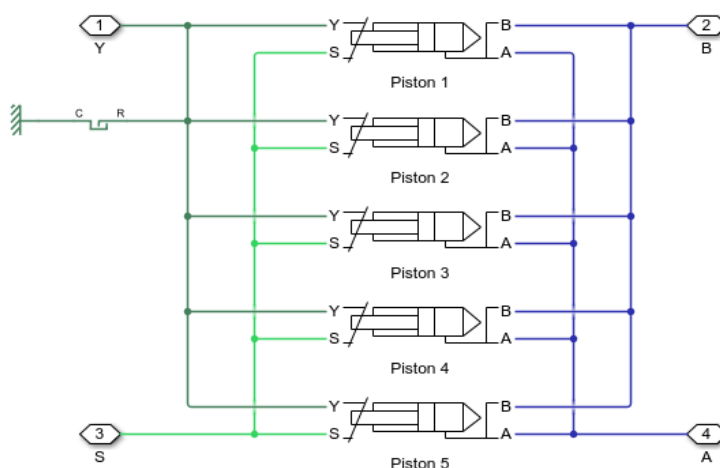


Рисунок 3 – Модель пяти поршней в аксиально-поршневом насосе

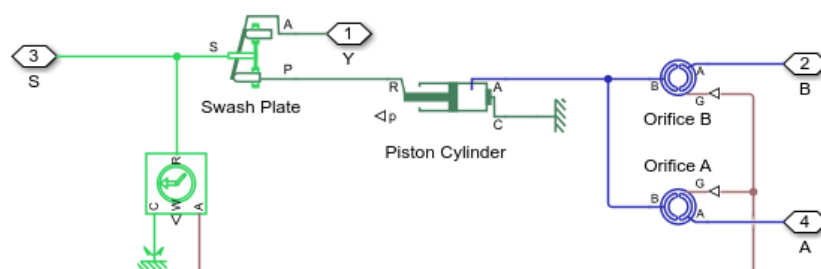


Рисунок 4 – Модель поршневой системы

Во время работы поршни расположены равномерно вокруг блока цилиндров, что приводит к равномерному распределению открытых участков впускной канавки и к оптимизации потока жидкости через насос. Это достигается благодаря смещению фазовых углов между поршнями, что обеспечивает надлежащее функционирование механизма.

Наклон поворотной пластины приводит в движение поршень при вращении блока цилиндров. Блок поворотной пластины соединен с приводом одностороннего действия (IL) для приведения в действие этого поршня. Как и в случае с блоками с клапанной пластиной (IL), угол поворота блока поворотной пластины каждого поршня смещен относительно предыдущего поршня на 72 градуса.

Чем больше угол наклона качающейся пластины, тем больше ход поршня, что приводит к увеличению подачи насоса. Ход поршня должен быть достаточно длинным, чтобы поршень мог совершать возвратно-поступательные движения даже при максимальном угле наклона качающейся пластины:

$$x_{stroke} > 2r_p \tan \alpha_{max} \quad (1)$$

где $r_p = 0.04$ м — радиус качания, а $\alpha_{max} = 35$ град — максимальный угол качания.

Это означает, что ход поршня должен быть больше 0,056 м и, следовательно, равен 0,06 м.

Начальное положение поршня должно быть равно половине хода, если угол поворота качающейся пластины равен нулю. Если начальный угол поворота качающейся пластины не равен нулю, то начальное положение поршня смещается от половины хода в зависимости от фазового угла поршня. Начальный угол поворота качающейся пластины зависит от начального положения привода управления. Таким образом, начальное положение каждого поршня:

$$x_{p0} = \frac{x_{stroke}}{2} - x_{a0} \frac{r_p}{r_a} \cos \beta \quad (2)$$

где x_{a0} — начальное положение привода поворотной заслонки;

r_a — рычаг привода поворотной заслонки;

β — угол поворота поршня в блоке цилиндров.

Этот расчёт реализован на вкладке «Инициализация» маски подсистемы аксиально-поршневого насоса.

Подсистема блока регулирования давления/расхода

Блок управления выполняет (рисунок 5) две основные функции: определение нагрузки и ограничение давления. Определение нагрузки осуществляется путём поддержания заданного перепада давления на регулирующем потоке, установленном на выходе насоса. Давление, действующее на распределительный клапан, позволяет регулировать его положение пропорционально разнице давления и настройке централизирующих пружин.

Функция ограничения давления реализована с помощью клапана сброса давления, установленного на заданное значение. При превышении этого значения клапан открывается, что позволяет предотвратить дальнейший рост давления и оптимизирует работу насоса.

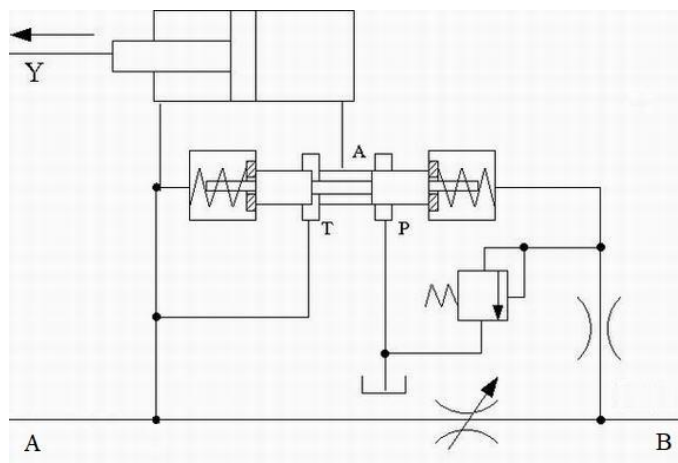


Рисунок 5 – Схема блока регулирования давления/расхода

Модель блока управления показана ниже (рисунок 6):

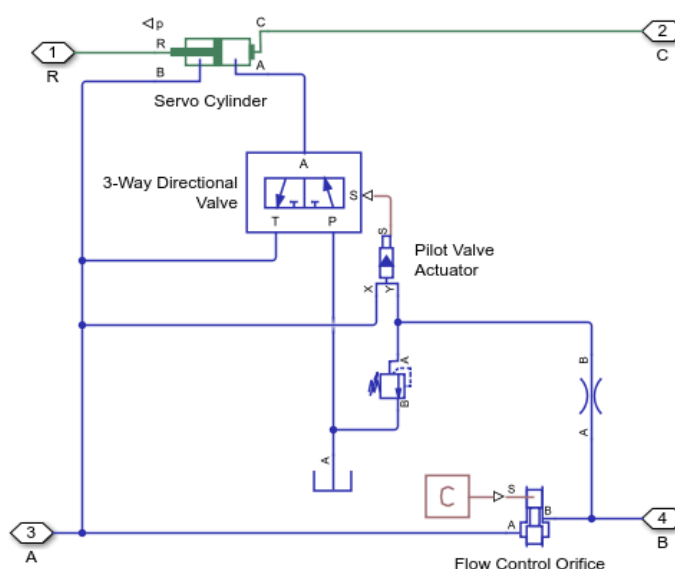


Рисунок 6 – Модель блока управления

Заданный перепад давления в предохранительном клапане составляет 25 МПа. Поскольку функция определения нагрузки поддерживает перепад давления в регулирующем потоке примерно в 2 МПа, функция ограничения давления поддерживает максимальное давление 27 МПа в порту А блока управления.

Результаты моделирования

Результаты моделирования, полученные с помощью протоколирования Simscape, продемонстрировали скорость потока в аксиально-поршневом насосе. Циклический характер движения поршня становится видимым в графике скорости потока каждого из поршней. Отрицательная часть цикла скорости потока соответствует всасыванию жидкости через клапанную пластину А, тогда как положительная часть цикла — выталкиванию жидкости через клапанную пластину В. Сумма выделяемого потока от пяти поршней в целом обеспечивает положительный расход около $1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ через нагрузочное отверстие.

На следующем графике также представлена система управления с учётом нагрузки и ограничения давления.

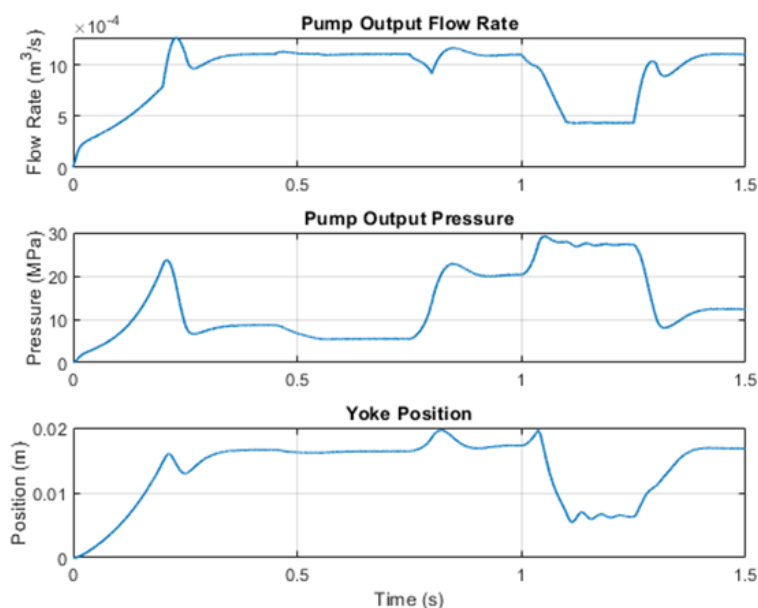


Рисунок 7 – Графики системы управления с учётом нагрузки и ограничения давления

Насос стабильно поддерживает номинальную производительность $1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, несмотря на вариации нагрузки. Однако, когда давление на выходе насоса достигает предельно допустимого значения 27 МПа, система управления с функцией ограничения давления уменьшает положение штока, что приводит к снижению производительности ниже номинального уровня.

Заключение

В данной работе представлен подход к моделированию аксиально-поршневого насоса с интегрированными функциями управления давлением и нагрузкой. Использование MATLAB/SIMULINK и библиотек SIMSCAPE позволяет добиться высокой точности симуляции и открывает возможности для дальнейших исследований и усовершенствований в области гидравлических систем.

Список литературы:

1. D. Dott. Ing. Alvin Anthony Modeling and Analysis of Hydraulic Load Sensing Strategies in Off Highway Equipment, 2004.
2. I. J. Karassic, J. P. Messina, P. Cooper, C. C. Heald, Pump Handbook, Third edition, McGraw-Hill, NY, 2001.
3. Клиндух, Н. Ю. Моделирование гидропривода в среде "MATLAB+SIMULINK" / Н. Ю. Клиндух, А. В. Цыганкова, С. В. Шилкин // Вестник КрасГАУ. – 2013. – № 11(86). – С. 243-248. – EDN SCVIZF.
4. Пестик, А. О. Характеристики гидропривода с электрогидравлическим регулятором подачи насоса / А. О. Пестик, В. В. Богачук, Л. Г. Козлов // Вестник Хмельницкого национального университета Технические науки. – 2015. – № 6(231). – С. 67-72. – EDN YMKQB.