

Д.А. Мищук, к.т.н., доц.
А.П. Демиденко, студент

Киевский национальный университет строительства и архитектуры

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ПРОГРАММИРУЕМОГО ИМПУЛЬСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА

Вступление.

Гидравлический привод применяется в большинстве конструкций строительной и дорожной техники. Гидростатический объемный привод позволяет рабочим органам строительных машин воспринимать большие нагрузки с большой скоростью передачи энергии. Это дает ряд преимуществ недоступных на машинах с электроприводом [1].

Актуальная потребность выполнять регулируемое программное перемещение рабочего оборудования машин гидравлическими исполнительными устройствами ставит перед исследователями и инженерами сложную практическую задачу, связанную с разработкой новых и усовершенствования существующих конструкций гидравлических устройств управления [2]. Применения гидросистем с высокими значениями рабочих давлений (порядка 32 МПа, 64 МПа) значительно усложняет процессы управления рабочим оборудованием машин, вследствие действия на установку и компоненты машины высоких значений гидростатических сил [3].

Таким образом, задачи по моделированию работы гидропривода с целью исследования динамических показателей, является актуальной практической работой.

Актуальность работы.

Используя традиционные гидрораспределители с дискретным управлением для регулирования изменения направления потока рабочей жидкости в гидравлических приводных механизмах строительных машин, при необходимости выполнения управления по заданным законам движения рабочего органа, дополнительно устанавливают переливной клапан и регулятор потока рабочей жидкости. При этом, в силу того, что строительная машина работает при различных условиях нагрузки, это не позволяет точно настроить параметры системы управления, что приводит к изменению условий работы рабочего органа машины. Особенно такая неоднозначность и непостоянство работы машины влияет на эффективность гидроманипуляторов, строительных роботов и подъемных стреловых кранов [4], в которых значительно снижается точность и ухудшается плавность рабочего хода [5].

Пропорциональное гидравлическое управление позволяет приспособлять систему управления строительной машиной к внешним условиям. Технические преимущества пропорционального управления заключаются прежде всего в контролируемых переходах переключения, плавном управлении заданными величинами и в сокращении количества гидравлических устройств для определения задач управления так как большинство задач управления решается на программном уровне за счет программирования электронного блока управления пропорционального гидрораспределителя [6]. Разработкой и внедрением пропорциональных гидрораспределителей в строительную технику занимаются такие зарубежные компании как Bosch Rexroth, Brevini Hydraulics, Hydrocontrol, Sauer Danfoss, базовые знания которых основаны на работах по исследованию пропорционального управления Фёллингера А. [6], Шмитта А., Кретца Д., Шольца Д. [7] и других.

Пропорциональный гидропривод хотя и имеет преимущество по сравнению с дискретным, однако при одинаковых условиях требует более сложной системы управления, которая будет осуществлять отслеживания положения управляющего золотника и выполнять изменение его положения в соответствии с заданной программой, а

в гидросистемах большого давления эффективность пропорционального управления снижается, так как оно потребует значительного количества энергии для реализации подобного управления.

Одним из направлений снижения энергозатрат в системе управления гидроприводов является применение дискретных клапанов управления по высокоскоростным переключением управляющего элемента на основе широтно-импульсного управления [8]. Высокоскоростные клапаны широко используется в гидравлических и пневматических системах благодаря своим преимуществам, таким как компактная конструкция, низкая стоимость, легкое цифровое управление, низкая потеря мощности и нечувствительность к загрязнениям. Частота переключения и номинальный поток являются двумя важными показателями для оценки эффективности гидравлических высокоскоростных клапанов.

Таким образом предлагается качественно исследовать рабочий процесс дискретного гидравлического привода с импульсным управлением для выявления рациональных параметров его применения.

Задачи исследования.

Разработка математической модели управления объемным гидроприводом с высокоскоростным управляющим клапаном.

Результаты исследования.

Для построения математической модели высокоскоростного управления гидроприводом, рассмотрен однокаскадный гидрораспределитель с электромагнитным приводом, схема которого представлена на рис. 1. В состав распределителя входит корпус 1, золотник 2, соленоидный электромагнит 3 и пружина 4. При подаче на электромагнит 3 напряжение с разной частотой включения/выключения, образуются различные силовые нагрузки на подвижный золотник 2.

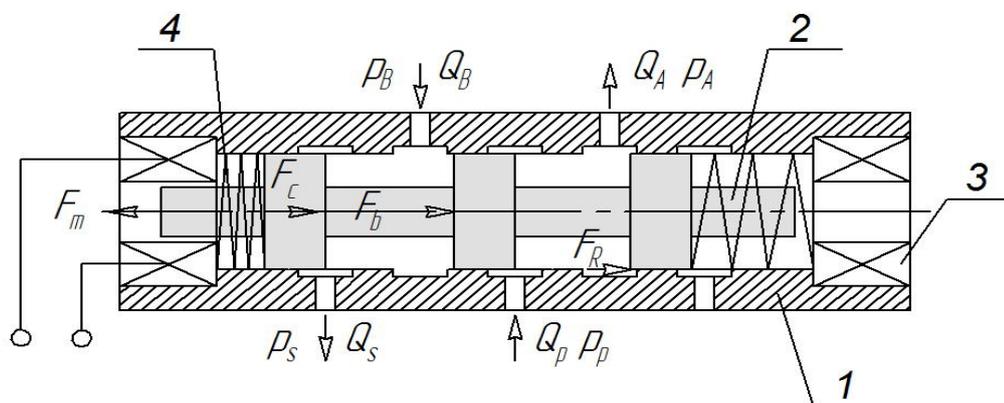


Рисунок 1 – Расчетная схема распределителя с электромагнитным приводом: 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – электромагнит; 4 – пружина

Динамический переходный процесс скоростного электрического соленоида можно записать как:

$$U_{em} = R_{em} I_{em} + L_{em} \frac{dI_{em}}{dt} + \psi \frac{dx_1}{dt}, \quad (1)$$

де U_{em} – напряжение управления на входе соленоида, которым выполняют перемещением золотника распределителя; R_{em} – активное сопротивление обмотки соленоида; L_{em} – индуктивность обмотки соленоидного электромагнита; ψ – коэффициент противодвижущей силы; x_1 – перемещения золотника распределителя, который для соленоидного электромагнита является его якорем.

Плунжер золотникового гидрораспределителя под действием электромагнитной силы начнет перемещаться в направлении вектора действия силы, при этом со стороны упругого звена будет возникать усилия торможения, которое вместе с диссипативными силами оказывает сопротивление перемещению. Динамическое уравнение движения данного процесса будет описываться следующим образом:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F_m - F_c - F_b - F_R, \quad (2)$$

де m_1 – масса плунжера; F_m – движущая электромагнитная сила; $F_c = c_{np} x_1$ – сила сопротивления пружины; $F_b = b_1 \frac{dx_1}{dt}$ – сила вязкого сопротивления от трения плунжера по гильзе корпуса золотника; F_R – гидродинамическая сила, действующая на золотник от рабочей жидкости; c_{np} – жесткость пружины; b_1 – коэффициент вязкого трения в зазоре между плунжером и гильзой золотника.

На основе электромагнитной теории Максвелла, магнитную силу, которую создает скоростной соленоид можно определить как:

$$F_m = \frac{\lambda \Phi^2}{2\mu\pi r^2}, \quad (3)$$

где μ – магнитная проницаемость воздуха; r – радиус плунжера; λ – эффективность работы магнитного поля соленоида (от 0 до 1); Φ – общий магнитный поток, среднее значение которого для соленоида с числом витков N определяется следующим выражением

$$\Phi = \frac{I_{em} N}{R_{em}}. \quad (4)$$

Характер изменения давления в рабочих гидролиниях гидрораспределителя, который обеспечивает подачу потребителям гидравлической энергии, определяется из уравнений неразрывности потока с учетом сжатия рабочей жидкости [9]:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{E_{зв_A}}{V_1} (Q_A - q_1), \quad (5)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{E_{зв_B}}{V_2} (-Q_B + q_2), \quad (6)$$

где Q_A и Q_B – расходы жидкости в напорной и сливной магистралях потребителей подключенных к соответствующим каналам распределителя; $E_{зв_A}$ и $E_{зв_B}$ – приведенные модули объемной упругости рабочей жидкости в соответствующих полостях потребителя подключенного к распределителю; V_1 и V_2 – начальные объемы рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях потребителя с учетом объемов жидкости в прилегающих к ним трубопроводах; q_1 и q_2 – изменение расхода рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях потребителя.

Подача рабочей жидкости в напорной и сливной магистрали потребителя определяется ее затратами через цилиндрические щели золотникового распределителя:

$$Q_A = \eta_A \pi d_s x_1 \sqrt{\frac{2|p_p - p_A|}{\rho}} \text{sign}(p_p - p_A), \quad (7)$$

$$Q_B = \eta_B \pi d_s x_1 \sqrt{\frac{2|p_B - p_s|}{\rho}} \text{sign}(p_B - p_s), \quad (8)$$

где η_A и η_B – коэффициенты расхода рабочей жидкости через дроссельные каналы распределителя; ρ – плотность рабочей жидкости; p_p – рабочее давление гидронасоса; p_s – давление в сливной магистрали; d_s – диаметр плунжера золотника.

Выводы.

В результате выполненного исследования было проанализировано и построено математическую модель скоростного гидравлического распределителя, которую в дальнейшем следует решить используя числовые математические методы.

В процессе выполненной работы, стало ясно, что задача математического моделирования объемных гидроприводов является сложной технической проблемой, решением которой занимается множество научных школ.

При предварительных расчетах стало известно, что в дальнейшем для построения эффективной системы дискретного управления гидроприводом, необходимо разработать двухкаскадную систему управления и определить ее динамические характеристики.

Список литературы

1. Axinti, Adrian Sorin and Fănel Dorel Șcheaua. Introduction to Industrial Hydraulics / Introducere în hidraulica industrială. Galati, Galati University Press, 2015, ISBN 978-606-696-032-8.
2. Пелевін Л. Є. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В. П. Рашківський, Є. В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В. Ф. Красніков. – КНУБА. Київ, – 2015. – 340 с.
3. Fănel Dorel ȘCHEAUA. Theoretical Aspects regarding the Pressure Safety Valves Operation within a Hydraulic Circuit. "HIDRAULICA", Issue 1, 2018, p. 65-70.
4. Ловейкін В. С., Міщук Д. О. Огляд основних конструкцій гідравлічного приводу кранів-маніпуляторів на транспортних засобах. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, – Вип. 74, – 2009. – С. 20-27.
5. Ловейкін В. С. Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: Монографія / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук. – ЦП «КОМПРИНТ», – 2013. – 206 с.
6. Міщук Д. О. Особливості реалізації пропорційного гідравлічного керування. Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2014)», – Херсон, – 27-29 травня 2014.
7. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс ТР 701. [Учебник. Перевод с немецкого Сулига С. В.]. Киев: ДП "ФЕСТО", 2002. – 124 с.
8. Qi Zhong1, Bin Zhang1, Hua-Yong Yang1, Ji-EnMal and Rong-Fong Fung. Performance analysis of a high-speed on/off valve based on an intelligent pulse-width modulation control. Advances in Mechanical Engineering, 2017, Vol. 9(11) 1–11 doi.org/10.1177/1687814017733247.
9. Міщук Д.О. Дослідження динамічної моделі гідравлічного циліндра об'ємного гідроприводу Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 2016. - Вип. 87. - С. 74-81. doi.org/10.26884/damu.a168713.