

07, июль 2017

УДК 621.22-225

Моделирование переходных процессов направляющей гидроаппаратуры стенда для испытания гидроцилиндров

***Фреинт С.А.**, магистрант
Россия, 344038, г. Ростов-на-Дону, ДГТУ,
кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»*

*Научный руководитель: Рыбак А. Т., д.т.н., профессор
Россия, 344038, г. Ростов-на-Дону, ДГТУ,
кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы»
2130373@mail.ru*

Введение

Ресурсные испытания являются ответственным этапом при создании объёмных гидравлических машин, так как они позволяют вовремя выявить и своевременно устранить недостатки конструкций.

Основными характеристиками гидравлического привода является его быстродействие и точность исполнительных движений. Данные параметры напрямую зависят от скорости протекания переходных процессов в направляющей гидроаппаратуре, а именно от изменения площади живых сечений её каналов и характера перемещения управляющего элемента (золотника).

Предварительный анализ гидромеханических систем стендов направляющей гидроаппаратуры, предложенных в работе [1...6], показал, что для достижения наибольшей точности перемещения плунжеров (поршней) гидроцилиндров в конце хода расходы рабочей жидкости через живые сечения двухпозиционного золотникового гидрораспределителя должны принимать оптимальные значения. Однако, в реальных условиях наличие промежуточных (переходных) положений приводит либо к гидродинамическому удару, либо к неуправляемому перемещению гидроцилиндров на величину, соответствующую расходу рабочей жидкости при переходном процессе (в зависимости от схемы распределения потоков гидрораспределителя), что приводит к удару поршня в конце его хода. Эти режимы функционирования гидромеханической

системы при испытаниях гидроцилиндров недопустимы [7]. Предварительный анализ показал, что данные исследования являются актуальными и своевременными.

Выходом из данной ситуации является оценка расхода рабочей жидкости во время переходного процесса и коррекция времени выдержки основных позиций.

В данной работе предлагается методика моделирования двухпозиционного золотникового гидрораспределителя, на примере 574-ой схемы распределения потоков.

Основная часть

Площадь живых сечений окон двухпозиционного гидрораспределителя в цикле его работы определим с учетом его переходных позиций по приближенным формулам, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1

Активная площадь каналов гидрораспределителя во время цикла его работы

Время перемещения золотника, t	Перемещение золотника, x_i	Активная площадь каналов гидрораспределителя, f
0- t_1	$x_1 = 0$	$f_{P-A} = f_{B-T} = 0;$ $f_{P-B} = f_{A-T} = f_0$
t_1 - t_2	$x_2 = x_0 - c$	$f_{P-A} = f_{B-T} = 0;$ $f_{P-B} = f_{A-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t_2 - t)$
t_2 - t_3	$x_3 = c - b$	$f_{P-A} = f_{B-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t - t_2)$ $f_{P-B} = f_{A-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t_3 - t)$
t_3 - t_4	$x_4 = x_0 - c$	$f_{P-A} = f_{B-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t - t_3)$ $f_{P-B} = f_{A-T} = 0$
t_4 - t_5	$x_5 = 0$	$f_{P-A} = f_{B-T} = f_0$ $f_{P-B} = f_{A-T} = 0$
t_5 - t_6	$x_6 = x_0 - c$	$f_{P-A} = f_{B-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t_6 - t)$ $f_{P-B} = f_{A-T} = 0$
t_6 - t_7	$x_7 = 0$	$f_{P-A} = f_{B-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t_7 - t)$ $f_{P-B} = f_{A-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t - t_6)$
t_7 - t_8	$x_8 = x_0 - c$	$f_{P-A} = f_{B-T} = 0$ $f_{P-B} = f_{A-T} = \pi \cdot D \cdot V \cdot (t - t_7)$

Принимая скорость перемещения золотника V (определяется в системе уравнений электромагнитного механизма) и время движения золотника t при переходном процессе, по формуле $f = \pi \cdot D \cdot V \cdot t$ можно определить активные площади каналов гидрораспределителя в течение цикла его работы (см. табл. 1).

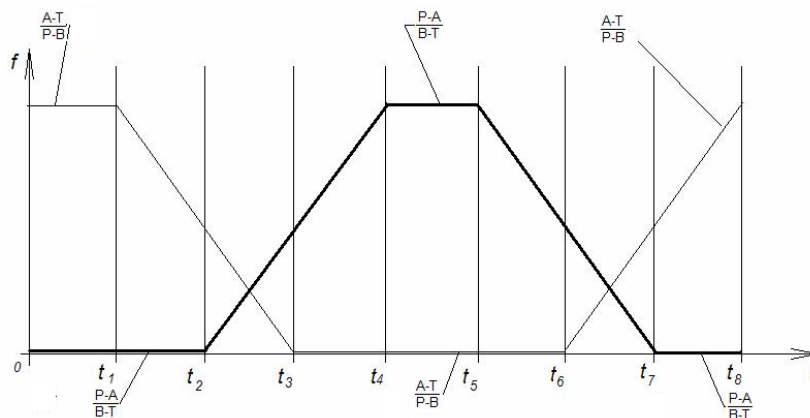


Рис. 1. График определения зависимости линейаризованной площади живых сечений f каналов гидрораспределителя от времени t

На рис. 1 показан цикл изменения площади живого сечения каналов гидрораспределителя (при $t=0$ золотник гидрораспределителя находится в крайнем правом положении (рис. 2)), где: P – канал гидрораспределителя, подключенный к напорной магистрали; A и B – каналы, подключенные к гидроцилиндрам; T – канал, подключенный к сливной магистрали. Время работы от t_0 до t_8 является циклом времени перемещения золотника рассматриваемого гидрораспределителя.

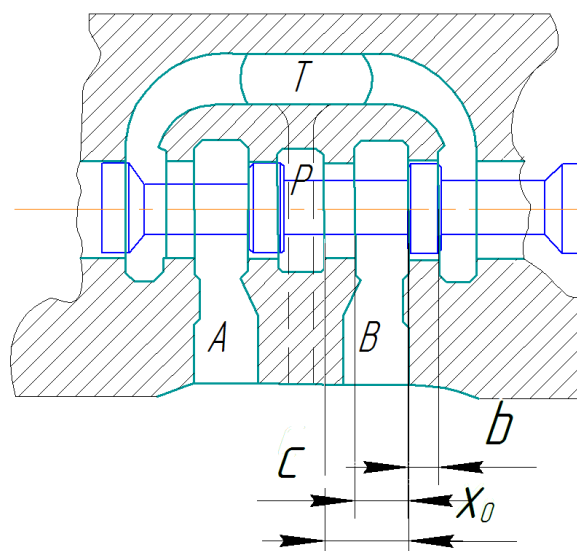


Рис. 2. Схема моделируемого гидрораспределителя, где: b – ширина пояски золотника; x_0 – полный ход золотника

Площадь полностью открытого канала золотника рассчитаем по формуле:

$$f_0 = \pi \cdot D \cdot c,$$

где D – диаметр золотника; c – ширина открытия рабочего окна (рис. 2). При моделировании принимаем, что площади полностью открытых каналов золотникового гидрораспределителя не должны превышать значение, равное: $f = \frac{\pi(D-d)^2}{4}$, где d – диаметр шейки золотника.

Характер управляющего воздействия на золотник определим с учетом свойств электромагнитного механизма (ЭММ). Если предположить, что при включении электромагнита его магнитная система на большей части пути, проходимом якорем устройства, остается ненасыщенной, то работу ЭММ запишем в следующем виде [8]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di}{dt} = \frac{1}{L} (U - iR - i \frac{dL}{dx} V) \\ \frac{dx}{dt} = V \\ \frac{dV}{dt} = \frac{F_{\text{ЭММ}} - F_{np}}{m} \\ F_{\text{ЭММ}} = \frac{i^2}{2} \cdot \frac{dL}{dx} \end{array} \right. ,$$

(*)

где i – ток; L – индуктивность намагничивания; U – напряжение питания катушки; R – сопротивление обмотки; x, V – перемещение и модуль скорости подвижной части ЭММ; $F_{\text{ЭММ}}$ – электромагнитное усилие; F_{np} – противодействующая сила; t – время.

Процесс срабатывания электромагнитного механизма может быть разбит на три периода:

Первый период $t_1 - t_1'$ длится от момента включения обмотки намагничивания ЭММ на постоянное напряжение U , до момента начала движения якоря устройства. Условие начала движения якоря: $F_{\text{ЭММ}} > F_{np}$. Данный период описывается системой уравнений (*) и имеет следующие начальные условия:

$$\begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = V = 0 \\ \frac{dV}{dt} = \frac{F_{\text{ЭММ}} - F_{np}}{m} = 0 \\ x = x_0 = 0. \end{array}$$

Второй период $t_1' - t_8$ длится от момента начала движения якоря электромагнита до момента срабатывания устройства. Начальными условиями этого этапа являются рассчитанные ранее (на первом периоде) динамические параметры, соответствующие моменту начала движения якоря электромагнита.

Третий период $t_8 - t_8'$ начинается в момент срабатывания ЭММ и заканчивается при завершении переходного процесса в обмотке электромагнита. На этом этапе система дифференциальных уравнений будет иметь начальные условия:

$$\frac{dx}{dt} = V = 0$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_{ЭММ} - F_{np}}{m} = 0$$

$$x = x_4 = const$$

Решение системы уравнений производится относительно параметров i , V , x , когда исходными данными для решения являются следующие зависимости:

$$L = f_1(x); \frac{dL}{dx} = f_2(x); F_{np} = f_3(x).$$

Противодействующие силы F_{np} определим с учетом зависимостей сил трения в уплотнениях от давления рабочей жидкости [9, 10]:

$$F_{ПП} = 2 \cdot q \cdot \pi \cdot D_{упл},$$

где q - удельная сила трения (сила приходящаяся на единицу длины контакта уплотнительного кольца с подвижной поверхностью); $D_{упл}$ - диаметр уплотняемой поверхности.

Удельные силы трения находятся по зависимостям, полученных аппроксимацией опытных данных соответственно при давлении менее и более 5 МПа:

При давлении в канале гидрораспределителя менее 5 МПа в зависимости от твердости по Шору уплотнительных колец:

$$\text{если твердость по Шору } 50 - 55 \text{ то } q = 0,019 \cdot e^{0,115W} \cdot \ln d_{кол} + 0,0018 \cdot e^{0,078W};$$

$$\text{если твердость по Шору } 70 - 72 \text{ то } q = 0,0238 \cdot e^{0,126W} \cdot \ln d_{кол} + 0,0054 \cdot e^{0,0525W};$$

$$\text{если твердость по Шору } 80 - 90 \text{ то } q = 0,018 \cdot e^{0,11W} \cdot e^{(0,0298 \cdot \ln(W) + 0,19) \cdot d_{кол}},$$

где W – степень сжатия кольца; $d_{кол}$ – диаметр уплотнительного кольца.

При давлении в канале гидрораспределителя более 5 МПа:

$$q = 0,0979 \cdot e^{0,0057p} \cdot d_{кол} + 0,0009 \cdot e^{0,0134p},$$

где p – давление на входе канала гидрораспределителя.

Принимая: коэффициенты расхода μ каналов гидрораспределителя равными 0,6 либо расчетными значениями с учетом конфузур-диффузорного сопротивления и переменного коэффициента сопротивления типа «отверстие с острой кромкой» [11]; давления на входе и на выходе соответствующего канала $p_{вх}$ $p_{исх}$ и площади живого сечения, рассчитанные по вышеприведенным формулам f с учетом управляющего воздействия ЭММ, расходы рабочей жидкости через каналы рассматриваемого гидрораспределителя найдем по формуле:

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{вх} - p_{исх}|} \cdot \text{sign}(p_{вх} - p_{исх}), \quad \text{где } \rho - \text{плотность рабочей}$$

жидкости.

Заключение

Приведенная математическая модель двухпозиционного золотникового распределителя (на примере 574-ой схемы распределения потоков) позволяет определить значения расходов рабочей жидкости при переходе из одной стационарной позиции в другую с учетом нелинейного характера движения золотника, а также позволяет управлять величиной расхода рабочей жидкости путем корректировки характеристик управляющего воздействия электромеханического преобразователя.

Список литературы

- [1]. Рекуперация энергии при испытании гидроцилиндров / А.Н. Чукарин [и др.] // Вестник РГУПС. 2009. № 4. С. 12-16.
- [2]. Стенд для испытания объемных гидромашин с рекуперацией энергии / А.Т. Рыбак [и др.] // Вестник Донского государственного технического университета. 2009. Т. 9, № 2 (41). С. 249-254.
- [3]. Динамика трёхмассовой электромеханической системы привода стенда испытаний объёмной гидропередачи / М.В. Устьянцев [и др.] // Междунар. науч.-практ. конференция «Транспорт 2011»: сб. тр. Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2011. Ч. I. С. 353-355.
- [4]. Рыбак А.Т., Устьянцев М.В. Результаты теоретического исследования рекуперативной системы привода стенда испытаний объёмных гидравлических машин // Всероссийская. науч.-практ. конференция «Транспорт 2012»: сб. тр. Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет путей сообщения, 2012. С. 374-376.

- [5]. Фреинт С.А., Рыбак А.Т. Математическое моделирование гидросистемы станда с улучшенными характеристиками // 7-й Международный семинар «Системный анализ, управление и обработка информации: труды. Ростов-н/Д: ДГТУ, 2016. С. 57–61.
- [6]. Попиков П.И. Моделирование рабочего процесса гидропульсационного привода машины для выкопки посадочного материала с почвенным комом в лесных питомниках / П.И. Попиков [и др.] // Вестник ПГТУ. 2017 №1. С. 50-60.
- [7]. ГОСТ 18464-96. Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний. Введ. 2002-01-01. М.: Издательство стандартов, 2001. 10 с.
- [8]. Старостин А.Г. Методы проектирования электромагнитных механизмов постоянного тока с заданными динамическими параметрами: дис. ... канд. техн. наук. Новочеркасск, 2006. 234 с.
- [9]. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Киев: Техника, 1969. 316 с.
- [10]. Дядичев К.М., Капустин Д.А., Руднев А.В. Определение силы трения в гидроцилиндре с уплотнениями кольцами круглого сечения. Режим доступа: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/vsunud/2008-1E/08dkmkks.htm> (дата обращения 21.04.2017).
- [11]. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А.С. Юрьева. СПб: АНО НПО «Мир и семья», 2001. 1154 с.