

УДК 631.372

**СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ
ГИДРОЦИЛИНДРА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО
УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
СРЕДСТВА**

**METHOD FOR DETERMINING THE LAW OF MOTION OF
THE PISTON OF A HYDROCYLINDER OF A LIFTING-
MOUNTED DEVICE OF A MOBILE ENERGY UNIT**

В.Б. Попов¹, канд. техн. наук, доцент,

Ч.И. Жданович², канд. техн. наук, доцент

¹Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г.Гомель, Беларусь

²Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

Popov V.B.¹, Associate Professor, PhD in Engineering,
Zhdanovich Ch.I.², Associate Professor, PhD in Engineering,

¹Sukhoj State Technical University of Gomel, Belarus

²Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

Предлагается способ определения закона движения поршня гидроцилиндра подъемно-навесного устройства, использующий возможности операционного исчисления

A method for determining the law of motion of the piston of a hydraulic cylinder of a lifting-mounted device using the capabilities of operational calculus is proposed.

ВВЕДЕНИЕ

Характеристики гидропривода, изображенного на рисунке 1, определяются параметрами гидронасоса (ГН), рабочей жидкости, гидроцилиндра (ГЦ), видом нагрузки, а также параметрами четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя (ГР). Обычно, при формировании функциональной математической модели (ФММ) нагруженного гидропривода предполагается, что структурные элементы гидропривода работают безынерционно, что позволяет на ранней стадии проектирования избежать усложнения его ФММ. Более детальное исследование работы нагруженного

гидропривода требует, однако, учета характеристики гидрораспределителя.

Целью работы является формализованное описание переходного процесса в нагруженном гидроприводе с учетом свойств ГР при помощи аппарата передаточных функций, эквивалентного описанию с помощью системы дифференциальных уравнений.

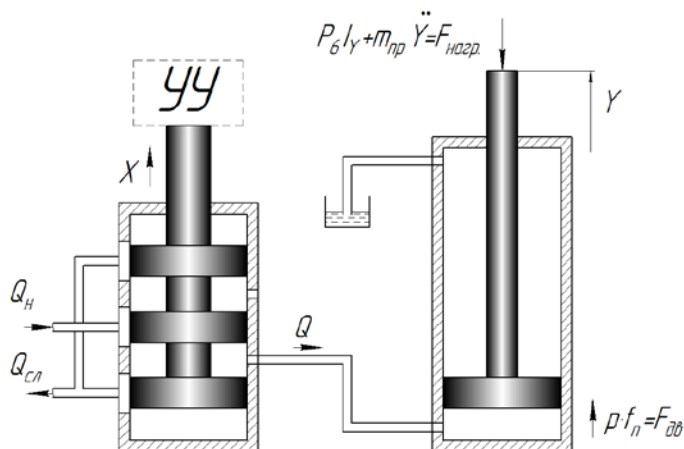


Рисунок 1 – Схема гидропривода дроссельного регулирования с действующими нагрузками (УУ – устройство управления).

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

Формализованное описание работы гидропривода подъемно-навесного устройства (ПНУ) мобильного энергетического средства (МЭС) в процессе подъема навесной машины [1] формируется на основе динамической схемы, полученной из его структурной схемы (рисунок 1) в виде системы дифференциальных уравнений [2].

Рабочая жидкость, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха считается сжимаемой. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха принимаются постоянными. Приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости $E_{пр}$

считаем постоянным. Объемный расход рабочей жидкости Q , поступающий в магистраль, затрачивается на перемещение поршня ГЦ Q_{nep} , и деформацию рабочей жидкости [3]. Размеры магистрали считаем незначительными, поэтому пренебрегаем деформацией самой гидромагистрали и не учитываем влияние местных гидравлических сопротивлений.

$$Q = Q_{nep} + Q_{сж} \text{ или } Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0}{E_{np}} \frac{dp}{dt}; \quad (1)$$

$$Q = q \cdot n \cdot \eta_0$$

где f_n – площадь поршня ГЦ; V_0 – объем жидкости, сосредоточенный у гидроцилиндра; E_{np} – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости; q , n , η_0 – соответственно объемная подача за оборот вала гидронасоса, а также его частота вращения и объемный КПД.

Известно, что скорость изменения давления в поршневой полости пропорциональна скорости поршня ГЦ [4], поэтому:

$$Q = f_n \frac{dY}{dt} + \frac{V_0 k_p}{E} \frac{dY}{dt} = \frac{dY}{dt} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right), \quad (2)$$

где k_p – коэффициент пропорциональности изменения давления.

Приведенное уравнение расхода (1) не учитывает дросселирование РЖ гидрораспределителем. Для получения линеаризованной модели гидропривода с дроссельным регулированием, учитывающего инерционную нагрузку и деформацию РЖ, получим систему дифференциальных уравнений (ДУ).

Уравнение перепадов давлений будет иметь вид:

$$k_{px}x - k_{pQ}Q = \frac{m_{np}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot I_Y}{f_n}, \quad (3)$$

где k_{px} – коэффициент крутизны перепадной характеристики гидрораспределителя; $k_{pQ} = 1/k_{Qp}$ – коэффициент крутизны расходно-перепадной характеристики; x – перемещение золотника;

m_{np} – приведенная к штоку ГЦ масса навесной машины; P_6 – вес навесной машины; I_Y – передаточное отношение механизма навески ПНУ; Y – координата положения штока ГЦ, коэффициент 1,2 при P_6 , учитывающий потери на трение в механизме навески.

При относительно небольшом изменении передаточного отношения I_Y (в среднем от 3 до 5) в диапазоне изменения обобщенной координаты Y можно рассматривать их связь как пропорциональную Y :

$$I_Y = k \cdot Y \quad (4)$$

Так как конечным результатом решения полученной системы уравнений является определение динамической связи между положением приведенной нагрузки $Y(t)$ и перемещением золотника $x(t)$, то необходимо совместное решение уравнений (2-4).

Конечное уравнение будет иметь следующий вид:

$$k_{px}x = \frac{m_{np}}{f_n} \frac{d^2Y}{dt^2} + k_{pQ} \left(f_n + \frac{V_0 k_p}{E} \right) \frac{dY}{dt} + \frac{1,2 \cdot P_6 \cdot k}{f_n} Y, \quad (5)$$

Приведение уравнения (5) к операторной форме и соответствующие преобразования позволяют получить передаточную функцию нагруженного гидропривода:

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k_1}{T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1}, \quad (6)$$

где $s = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$;

$$k_1 = \frac{k_{px} f_n}{1,2 P_6 k}; \quad T = \sqrt{\frac{m_{np}}{1,2 P_6 k}}; \quad \xi = \frac{k_{pQ} f_n (f_n + V_0 k_p / E)}{2\sqrt{1,2 P_6 k \cdot m_{np}}}.$$

После подачи на вход единичного ступенчатого воздействия (мгновенное перемещение золотника) изображение для координаты положения поршня ГЦ примет вид:

$$Y(s) = \frac{k_1}{s(T^2 s^2 + 2\xi Ts + 1)}, \quad (7)$$

Оригинал для выходного сигнала или аналитическое выражение, определяющее координату нагруженного штока гидроцилиндра, имеет вид [5]:

$$Y(t) = k_1 \left[1 + C e^{-\gamma t} \sin(\lambda t + \Theta) \right], \quad (8)$$

где $\gamma = \frac{\xi}{T}$, $\lambda = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T}$, $C = \frac{1}{\lambda T}$, $\Theta = \arctan(\lambda / \gamma)$.

При повторном дифференцировании выражения (8) по независимой переменной получим аналитическое выражение для скорости, а, повторив операцию дифференцирования, и для ускорения поршня ГЦ ПНУ.

Закон движения поршня ГЦ представлен на рисунке 2.

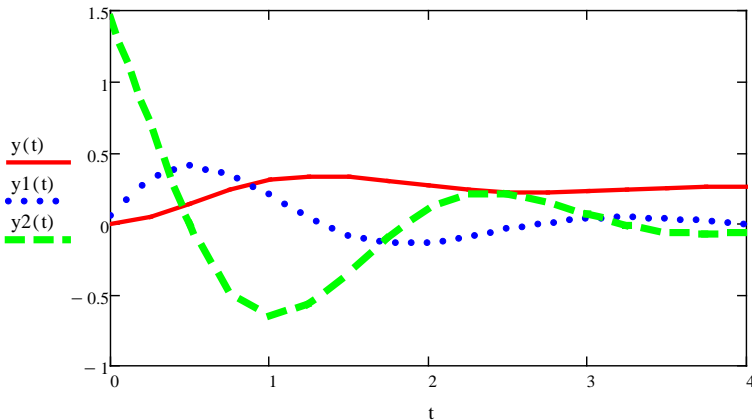


Рисунок 2 – Графики переходных процессов: $y(t)$ - обобщенной координаты; $y1(t)$ - скорости; $y2(t)$ – ускорения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование аппарата передаточных функций позволяет учесть особенности работы четырехщелевого гидрораспределителя и оценить его влияние на закон движения поршня гидроцилиндра механизма навески ПНУ на ранних стадиях проектирования или модернизации серийных ПНУ МЭС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косилка-плющилка ротационная двухсекционная навесная КРН-6-Ф «ПАЛЕССЕ CH50F»: руководство по эксплуатации. – 2012. – 96 с.

2. Попов, В.Б. Математическое моделирование гидропривода подъемно-навесного устройства мобильного агрегата / В.Б. Попов, В.А. Довгяло // Проблемы и перспективы развития транспортных систем и строительного комплекса: Тез. докл. Междунар. науч.–практ. конф. Ч. II / Под общ. ред. В.И. Сенько – Гомель: БелГУТ, 2003 – С. 103–106.

3. Автушко, В.П. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: Теория систем автоматического управления: Учеб. пособие / В.П. Автушко, Н.В. Богдан и др. – Мн.; НП ООО «Пион», 2001. – 396 с.

4. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М., 1976. – 240 с.

5. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с.

15.01.2019