

ТРАНСПОРТ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК.681.513.1:621.865.8

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА

Абдыкеримова Дамира Кенешбековна, старший преподаватель, КГТУ им. И.Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова 66, тел: 0312-54-51-77, e-mail: medinyr@mail.ru

Аннотация. В статье приедены материалы по разработке промышленного робота, скорость перемещения которого происходит в постоянных значениях независимо от внешних воздействий: представлена принципиальная схема стабилизации, а также математические модели оригинальных элементов, позволяющие произвести расчет массо-геометрических параметров, необходимых для их изготовления.

Ключевые слова: промышленный робот, скорость перемещения, стабильность, статика, динамика, переходные процессы.

DEVELOPMENT OF AN AUTOMATIC SYSTEM FOR STABILIZING THE SPEED OF MOVEMENT OF AN INDUSTRIAL ROBOT

Abdykerimova Damira Keneshbekovna, Senior Lecturer, KSTU I. Razzakova, Kyrgyzstan, 720044, Bishkek, etc. Aitmatova 66, tel: 0312-54-51-77, e-mail: medinyr@mail.ru

Abstract. In the article prietenì for the industrial robot, the velocity of which is constant values regardless of the external influences: a schematic diagram of stabilization, and mathematical models of original items used to calculate the mass-geometric parameters required for their manufacture.

Keywords: industrial robot, speed of movement, stability, statics, dynamics, transients.

Применение промышленных роботов в современном машиностроении позволяет осуществить комплексную автоматизацию, повысить качество и производительность за счет сокращения или полного исключения ручного тяжелого труда.

Выбор привода для промышленного робота зависит от функционального назначения, условий эксплуатации, грузоподъемности и требуемых динамических характеристик конструкции, вида системы управления.

Преимущество гидроприводов по сравнению с остальными приводами относительно малые габариты и вес, что обеспечивает малую инерционность подвижных частей, высокое быстродействие, плавность и устойчивость движения, простота конструкции и предохранения от перегрузок, большой срок службы в результате самосмазываемости, простота осуществления бесступенчатого регулирования скорости перемещения.

Известно, что при возрастании нагрузки на силовом цилиндре увеличивается R_H , ведет к возрастанию давления в рабочей полости и скорость его подает:

$$V = \frac{Q}{F} - K_{ym} \frac{R_H}{F^2}, \quad (1)$$

где F – площадь поршня;

R_H – внешняя нагрузка;

K_{ym} – коэффициент утечек, зависящий от качества уплотнения.

Для стабилизации скорости гидроцилиндра нами разработана автоматическая система, схема которой представлена (рис. 1). При увеличении внешней нагрузки датчик скорости подает электрический сигнал на сумматор, где он сравнивается с задающим сигналом. Разность этих сигналов формирует сигнал рассогласования, который усиливается через усилитель. Усиленный сигнал подается на электромагнит регулятора расхода, который увеличивает величину открытия

щели дросселя h . При этом, расход поступающий в силовой цилиндр возрастает равно на столько, чтобы стабилизировать заданное значение скорости перемещения силового цилиндра.

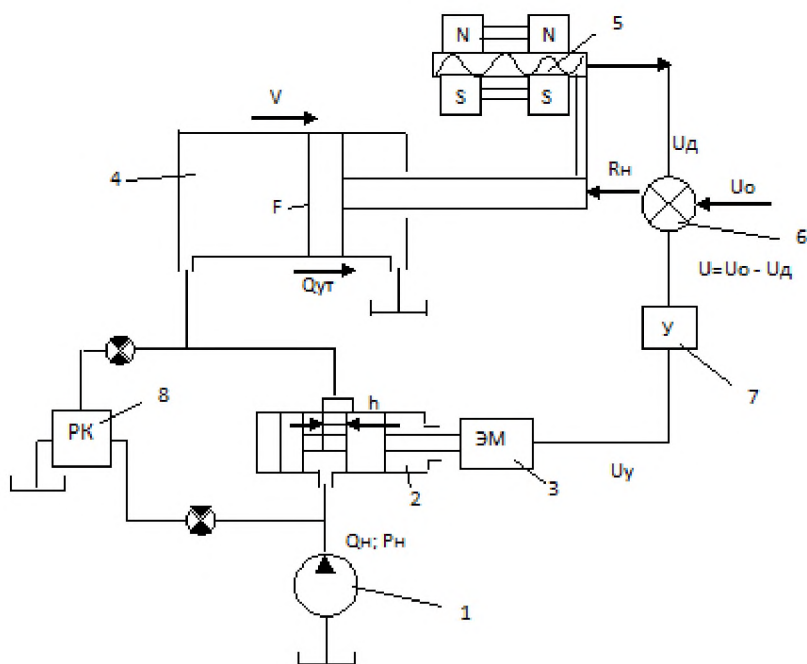


Рис. 1. Принципиальная схема стабилизации скорости: 1 – насос; 2 – регулятор расхода; 3 – электромагнит; 4 – силовой цилиндр; 5 – индукционный датчик; 6 – сумматор; 7 – усилитель; 8 – редукционный клапан

В связи с тем, что к регулятору расхода подключен параллельно редукционный клапан 8 (рис. 1), расход через регулятор определяется по формуле:

$$Q = K_3 h, \tag{2}$$

где K_3 – коэффициент усиления регулятора расхода;

h – величина дополнительного открытия щели дросселя.

Коэффициент усиления регулятора равен:

$$K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P}. \tag{3}$$

где μ – коэффициент расхода;

d – диаметр золотника;

γ – удельный вес жидкости.

Таким образом, разработанная гидравлическая система позволяет автоматически регулировать режимы работы промышленного робота.

Основным элементом в данной системы, от которого зависит качественная её работа является, регулятор расхода.

Расчетная схема регулятора расхода представлена на рис.2.

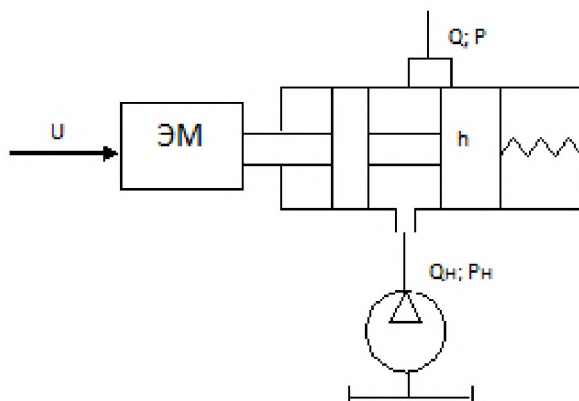


Рис. 2. Расчетная схема регулятора расхода

Математическая модель – представляет собой описание с помощью математических символов физических процессов, происходящих при работе регулятора расхода.

Расход регулятора определяется формулой:

$$Q = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_H - P)} \cdot h, \quad (4)$$

где h – величина открытия щели;

μ – коэффициент расхода, зависящий от конструктивных особенностей регулятор $\mu=0,65$;

γ – удельный вес жидкости;

P_H – давление насоса;

P – давление в рабочей полости силового цилиндра;

d – диаметр золотника;

g – ускорение;

$P_H - P = \text{const}$ в связи с наличием редукционного клапана, подключенного к регулятору расхода параллельно.

Для исследования динамических процессов составляется уравнение равновесия регулятора расхода на основании принципа Д'Аламбера

$$R_{\text{эм}} = m \frac{d^2 h}{dt^2} + \alpha \frac{dh}{dt} + ch, \quad (5)$$

где $R_{\text{эм}}$ – сила электромагнита;

m – масса подвижных элементов регулятора;

α – коэффициент вязкости трения;

c – коэффициент жесткости пружины.

Силу электромагнита представляем в линейном виде:

$$R_{\text{эм}} = K_{\text{эм}} I, \quad (6)$$

где $K_{\text{эм}}$ – коэффициент электромагнита;

I – сила тока, тогда уравнение (3) примет вид:

$$K_{\text{эм}} I = m \frac{d^2 h}{dt^2} + \alpha \frac{dh}{dt} + ch$$

Разделим обе части данного выражения на коэффициент жесткости пружины.

$$\frac{m}{c} \times \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{\alpha}{c} \times \frac{dh}{dt} + h = \frac{K_{\text{эм}}}{c} I$$

введем обозначения:

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{c}}; \quad T_g = \frac{\alpha}{c}; \quad K_p = \frac{K_{\text{эм}}}{c}.$$

С учетом данных обозначений уравнение имеет вид:

$$T_k^2 \frac{d^2h}{dt^2} + T_g \frac{dh}{dt} + h = K_p I \quad (7)$$

где T_k – постоянная времени, способствующая колебательному процессу в переходном режиме;
 T_g – постоянная времени, от которой зависит демпфирующая способность колебаний в системе.

Характеристическое уравнение дифференциального уравнения (7) будет

$$T_k^2 p^2 + T_g p + 1 = 0$$

корни его:

$$P_2 = \frac{-T_g \pm \sqrt{T_g^2 - 4T_k^2}}{2T_k^2} \quad (8)$$

При $T_g > 2T_k$ корни уравнения будут вещественными и отрицательными и переходной процесс пойдет двум экспонентом с точкой перегибом П (рис.3).

При $T_g < 2T_k$ переходной процесс будет колебательным (рис.3).

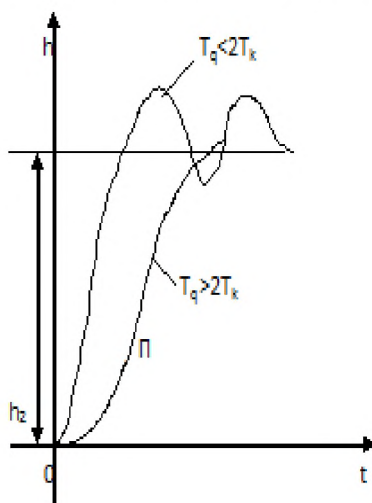


Рис.3. Переходные процессы в регуляторе расхода

Заключение

1. Разработана автоматическая система стабилизации скорости перемещения промышленного робота, предназначенного для качественного выполнения технологических процессов.

2. Разработанные математические модели позволяют произвести расчет массо-геометрических параметров элементов и всей системы управления.

Список литературы

1. Герц Е.В. Расчёт и проектирование гидравлических систем машин автоматов. – М.: Машиностроение, 1966.
2. Зенкова М.П., Муслимов А.П. Разработка автоматизированной системы стабилизации гидравлического привода. Вестник КРСУ. 2012. Том 12. № 10.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропривод: учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод/ Под ред. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352с.
4. Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов. Сборник статей / Под. ред. Л.В. Петрокаса. – М.: Машиностроение, 1970.
5. Чупраков Ю.И. Основы гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1966.