

## ПРИМЕНЕНИЕ ПИ-КОНТРОЛЛЕРА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

В.О. Чинакал, Н.А. Абухадура

Кафедра кибернетики и мехатроники  
Российский университет дружбы народов  
ул. Миклухо-Маклая, 6, Москва, Россия, 117198

Задача применения ПИ-контроллера для управления электропневматическим приводом заключается в нелинейности пневматического привода. Для решения данной задачи рассматривается линеаризованная модель пневматического привода, предоставляющая возможность применения линейной системы управления ПИ. Приведены результаты линеаризованной модели и основных влияющих факторов нелинейности пневматического привода.

Электропневматический привод (ЭПП) имеет ряд преимуществ, так как обеспечивает удобство эксплуатации и позволяет осуществить присоединение в контур управления без дополнительных преобразований напряжения или перемещения [5]. Вместе с тем пневматический привод является нелинейным, и его применение усложнено в системах управления. В статье разработана математическая модель ЭПП и проведено моделирование работы ЭПП на основе экспериментальных данных. Результаты работы позволяют реализовать современные стратегии управления ЭПП на базе ПЛК.

В связи с тем, что построенные системы включают существенные нелинейности [1], были проведены анализы двух основных влияющих факторов, представляющих жесткость пневматического цилиндра  $\bar{k}_{CYL}$  и запаздывание сигнала обратной связи  $\bar{k}_{EQ}$ , входящие в уравнение (1) [2],

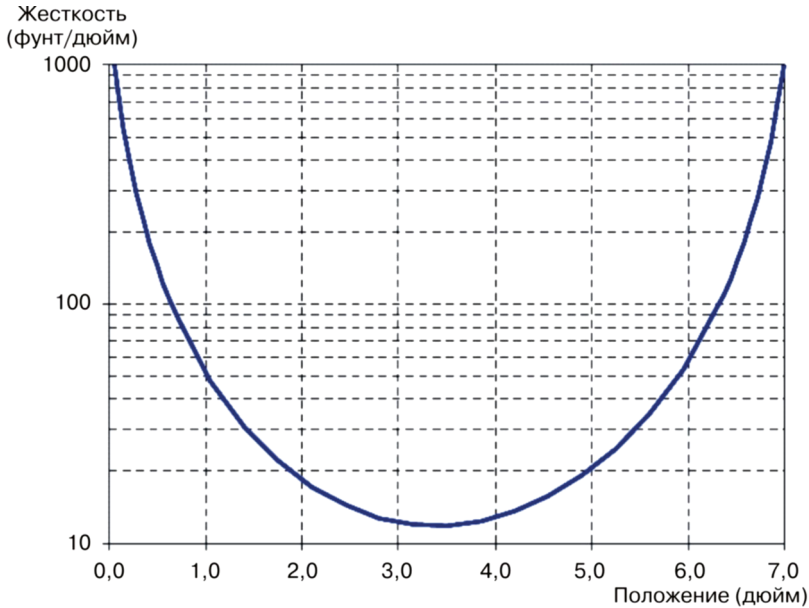
$$\frac{x}{V_{КОМ}} = \frac{\bar{k}_{EQ}\bar{k}_{CYL}}{s(Ms^2 + bs + \bar{k}_{CYL})}, \quad (1)$$

где  $M$  — нагрузка;  $b$  — представляет вязкое трение воздуха.

Исследуется возможность описания системы в целом как линейной исходя из того, что при постоянной скорости поршня цилиндра масса входящего потока воздуха в одну из камер равна массе выходящего потока из другой камеры. Это состояние было получено с помощью экспериментальных данных по характеристикам функции жесткости, полученные путем моделирования. На графике (рис. 1) видно, что зависимость жесткости от положения поршня в цилиндре более гладкая в середине интервала (равновесное положение уравнение (2) [4]

$$\dot{x}_{EQ} = \frac{L_T}{m} \bar{k}_{\text{клапан}} V_{КОМ} = \bar{k}_{EQ} V_{КОМ}, \quad (2)$$

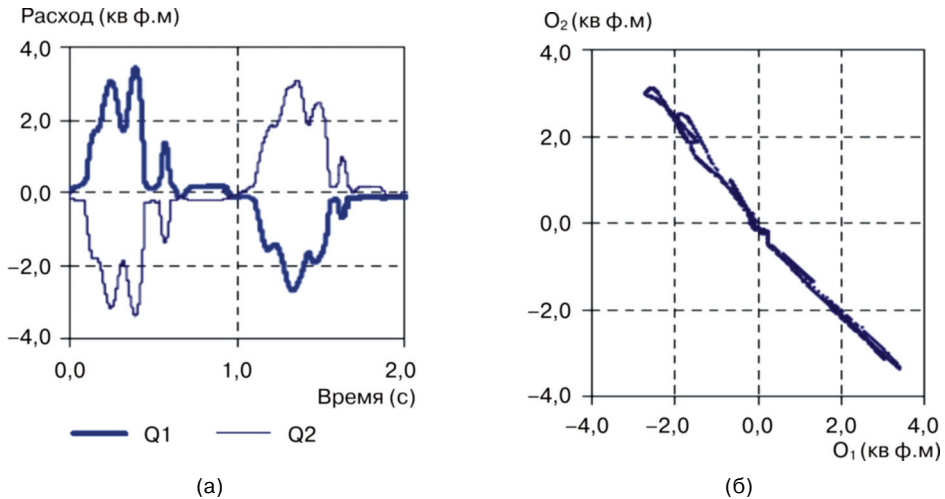
где  $L_T$  — длина цилиндра;  $m$  — масса воздуха в обеих камерах цилиндра;  $\bar{k}_{\text{клапан}}$  — изменяющийся фактор клапана.



**Рис. 1.** Функция жесткости пневматического цилиндра, зависима от положения (положение равновесия, середина цилиндра)

На графике (рис. 2) видны результаты моделирования, демонстрирующие данные изменения массы расхода в обеих камерах [3; 5], имеющие разные знаки, при заданной скорости хода поршня 10 д/с.

Если моделировать расход воздуха по объему во второй камере  $Q_2$  как функцию, зависящую от  $Q_1$  (расхода воздуха по объему в первой камере), то на кривой (б) коэффициент наклона отношения  $Q_2/Q_1$  равен  $-1$ . Эти условия можно принять как условия «линеаризованного» поведения пневматической системы.



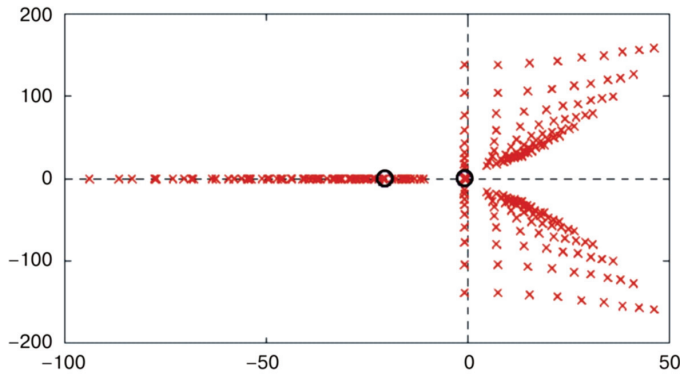
**Рис. 2.** Моделирование траектории  $Q_1$  по времени (а) и  $Q_2$  по  $Q_1$  при расходе 10 д/с (б)

При выборе исследуемых факторов в качестве линейных на комплексной плоскости 3 можно сделать следующие выводы о свойствах системы [6]:

1) каждая комбинация  $(\tilde{k}_{EQ}, \tilde{k}_{CYR})$  образует действительный полюс около  $s = -0,7$ . Другой действительный (отрицательный) полюс расположен влево от него и имеется одна пара полюсов на мнимой оси;

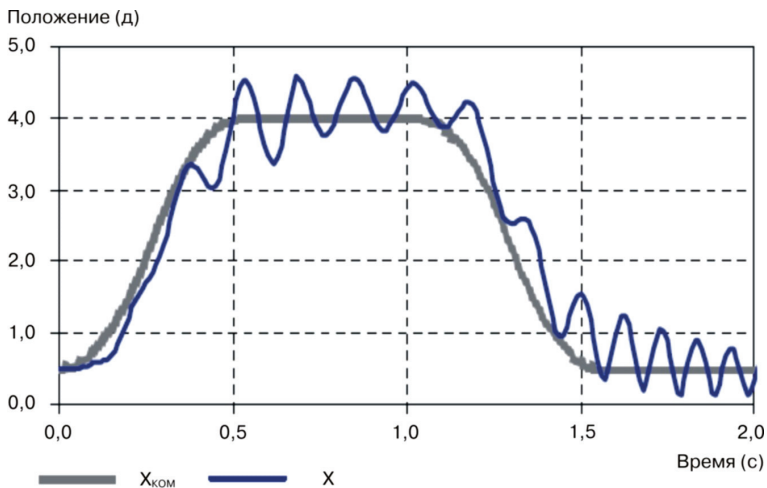
2) система имеет два нуля, которые не изменяются с изменением  $\tilde{k}_{EQ}$  или  $\tilde{k}_{CYR}$  (ноль расположен на  $s = -0,72$ ), и имеется пара нестабильных мнимых полюсов системы;

3) на  $S$ -плоскости увеличение составляющей напряжение-скорость  $\tilde{k}_{EQ}$  передвигает полюса системы вправо. Увеличение фактора жесткости  $\tilde{k}_{CYR}$ , реализуемое при максимуме перемещения концов цилиндра сдвигает полюса системы дальше от действительной оси, что соответственно увеличивает частоту вибрации концов цилиндра. На рис. 3 показаны нули и полюса замкнутой системы.



**Рис. 3.** Нули и полюса замкнутой системы

Поведение расположения полюсов совпадает с поведением модели, что видно на рис. 4 [7].



**Рис. 4.** 18 д/с Наклонная траектория

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Драконов, Ганчин Г.Д. «Нелинейное управление безрычажного пневматического привода», 1997.
- [2] Мьюр П.Р., Пью Дж.С. Pneumatic servo actuator technology. IEE, 1996.
- [3] Esposito A. Fluid Power with Applications, edition 4. — 1997.
- [4] Motion Module of ControlLogix, Rockwell Automation. 2002.
- [5] Fox R.W., McDonald A.T. Introduction to Fluid Mechanics, Third Edition, John Wiley & Sons. 1985.
- [6] Пупков К.А. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления. Т. 1. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.
- [7] Festo pneumatics

## APPLICATION OF PI-CONTROLLER FOR ELECTROPNEUMATIC ACTUATOR CONTROL

V.O. Chinakal, N. Abuhadura

Cybernetics and mechatronics department  
Peoples' Friendship University of Russia  
*Miklukho-Maklaya str., 6, Moscow, Russia, 117198*

The given problem consists in nonlinearity of a pneumatic drive, and difficult application of control systems at its work. For the solution of the given problem the linearized model of a pneumatic drive giving possibility of application of linear control system PI is considered. Results of linearized model and basic influencing factors of nonlinearity of a pneumatic drive are given.