

# НОВИ ТРЕНДОВИ РЕГУЛАЦИЈЕ ЗАТВАРАЧА СА ПНЕУМАТСКИМ ПОГОНИМА

## NEW TRENDS IN THE PNEUMATIC ACTUATOR VALVE CONTROL

Mr Бранимир Киковић, дийл. инж.,  
Институт " Михајло Пупин", Мехатроника, Београд

За регулацију неке од величина у систему КГХ, врло често се користе затварачи са пнеуматским погонима различитих конструкција. Предности ових погона су: брзина, цена, једноставно одржавање, одсуство опасности од пожара итд. Са друге стране, специфичности ових погона су нелинеарности (термодинамичке зависности при пролазању кроз отворе као и зависности температуре и густине радног медијума, трење) и кашњење сигнала.

Класична регулација дејства PID у неким случајевима није довољна, па се примењују нове адаптивне методе. У систему КГХ обично се ради о аналојној регулацији преко пнеуматских или електропнеуматских позионера. Аналојна регулација може се базирати на примени континуалних разводника (серво). Ширинска модулација се базира на времену отворености моностабилних разводника.

For the HVAC system state control, there are usually used different pneumatic actuator valve constructions. The advantages of such actuators are: velocity, price, simple maintenance, no fire-risks, and so on. On the other hand, the particularities of such driving are: non-linearity (thermodynamic dependence during flowing through the resistances, the temperature dependence and density of working medium, as well as friction) and signal delay.

The classical control of the PID effect should in some cases be completed by the new adaptive methods. The HVAC systems are mostly concerned with analog control achieved by pneumatic or electro-pneumatic positioners.

Analog control can be based on the use of the continual sliding valves (servo). The width modulation is based on the time of openness of monostable sliding valves.

**Кључне речи:** пнеуматски актуатори; математички модел; систем управљања са адаптивним способностима  
**Key words:** pneumatic actuators; mathematical model; adaptive control

Због потребе за идентификацијом оптерећења и других параметара, као што је трење, систем регулације поприма сложенији адаптивни облик.

При изради математичког модела пнеуматских система, треба имати у виду следеће:

- линеарни модел пнеуматског погона ограничава његову примену на врло уско подручје;
- структура ових система садржи изражене нелинеарне елементе и кашњење сигнала;

– нелинеарни елементи постоје у делу термодинамике која описује протикање кроз отпоре, затим нелинеарна зависност температуре и густине радног медијума, силе трења на дихтунзима и друго;

– егзактно моделирање захтева увођење нумеричких симулационих метода које ће поменути нелинеарности узети у обзир.

Ширински модулисани пнеуматски системи користе се углавном за позиционирање и веће притиске напајања, чиме се повећава "пнеуматска крутост". Као разводни елементи служе разводници 2/2. Нарочито су погодни овакви системи за екстремне локалне услове (висока температура, експлозивна средина), као и у случају поседовања енергетског капацитета гаса под високим притиском. Под овим ограничењима ови системи се одликују једноставношћу, малим и робустним компонентама и ниском ценом израде.

### Математички модел за континуални систем према сл. 1

На сл. 1а приказан је двострани актуатор за погон лептирастог затварача у спрези са континуалним разводником 4/3, док је на сл. 1с блок-дијаграм са током сигнала за овакву спрегу. Масени протоци кроз пригушна места на континуалном разводнику одређују се према стандарду ISO6358, сл. 1б:

$$m_{\text{krit}} = C p_1 \rho_o \sqrt{\frac{T_o}{T_1}}; \quad 0 \leq \frac{p_2}{p_1} \leq b$$

$$m = m_{\text{krit}} \sqrt{1 - \left( \frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b} \right)^2}; \quad b \leq \frac{p_2}{p_1} < 1 \quad (1)$$

где су  $p_1$  и  $p_2$  притисци испред и иза пригушења;  $\rho_o$  и  $T_o$  су густина и температура ваздуха под нормалним условима;  $T_1$  је температура ваздуха испред пригушења;  $b$  критични однос притисака, а  $C$  пропусност пригушења. Вредности  $b$  и  $C$  зависе од отворености пригушења (места истицања у разводнику).

Из равнотеже сила на клипу цилиндра произилази:

$$I_L \bar{x} = A_k (p_2 - p_4) d + M_R + M_L \quad (2)$$

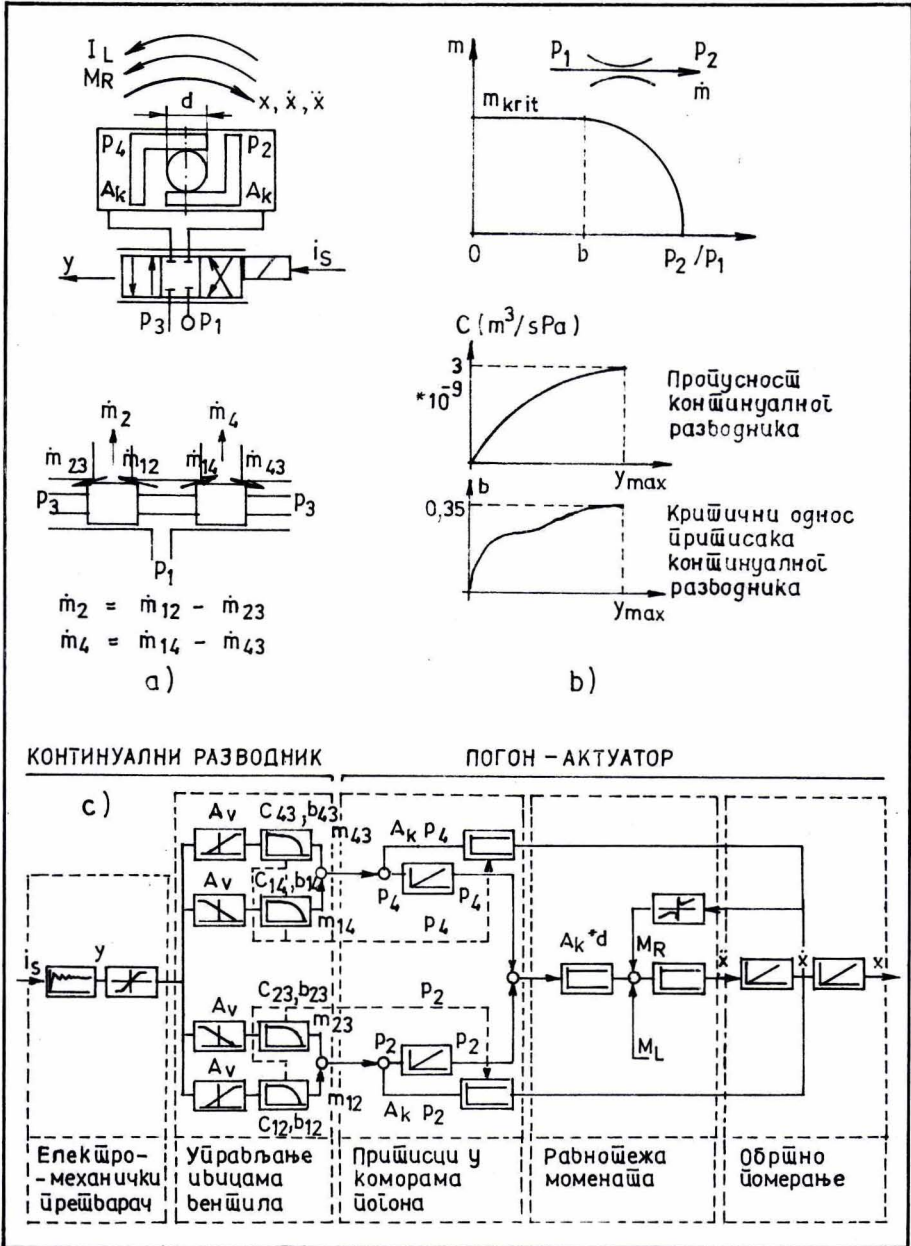
где је  $I_L$  моменат инерције оптерећења; а  $M_R$  моменат од силе трења која зависи од бројних фактора.

Температура ваздуха у коморама цилиндра мења се при експанзији и компресији. Притисак се такође мења, а његова промена се дешава брзином звука, тако да се може сматрати хомогеним.

Диференцирањем једначине стања за гас, може се одредити промена притиска у свакој комори:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} \dot{m} + \frac{p}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{p}{V} \frac{dV}{dt} \quad (3)$$

где је:  $R$  универзална константа;  $V$  запремина коморе;  $p$  притисак у комори; а  $\dot{m}$  промена масе у комори која може бити позитивна (експанзија), или негативна (компресија). Размена енергије у једној комори је:



Слика 1

$$\frac{d}{dt} \int c_v \tilde{T} dV = \dot{m} c_v T + \frac{P}{\rho} \dot{m} + \dot{Q} \quad (4)$$

где је  $c_v$  специфична топлота при константној запремини; а  $Q'$  размена топлоте коморе са околином. За случај  $m' < 0$ , температура  $T$  из коморе излазећег ваздуха једнака је температури у комори:

$$c_v m \frac{dT}{dt} = RT \dot{m} - p \frac{dV}{dt} + \dot{Q} \quad (5)$$

За случај  $m' > 0$ , температура улазећег ваздуха је једнака температури околине, а енергетска једначина добија облик:

$$c_v m \frac{dT}{dt} = mc_v (T_o - T) + RT_o \dot{m} - p \frac{dV}{dt} + \dot{Q} \quad (6)$$

Размена топлоте се добија из релације  $Q' = aA_k (T - T_z)$ , где су:  $A_k$  површина размене,  $T_z$  температура зида цилиндра, а  $a$  коефицијент размене топлоте.

Сила трења  $F_R$  зависи од многих фактора, као што су притисак у коморама, разлике притисака на клипу цилиндра, стања подмазивања, време мировања, брзине кретања и друго. Највећи утицај ипак има разлика притисака на клипу и брзина кретања. Овде се користи упрошћени модел изражен једначином:

$$F_R = K_{ra} / (K_{rb} + x) + K_{rc} + K_{rd} \dot{x} \quad (7)$$

где се коефицијенти  $K_{ra}$ ,  $K_{rb}$  и  $K_{rc}$  одређују експерименталним путем за одређени случај.

### Математички модел за ширински модулисан систем према сл. 2

Ауторски део система, који је узет за пример на сл. 2с састоји се од цилиндра и два електромагнетна разводника 2/2. По одређеном знаку разводници се потпуно отварају и један за случај када је  $U_M > 0$  (разводник са ознаком е) и други за случај  $U_M < 0$  (разводник са ознаком а):

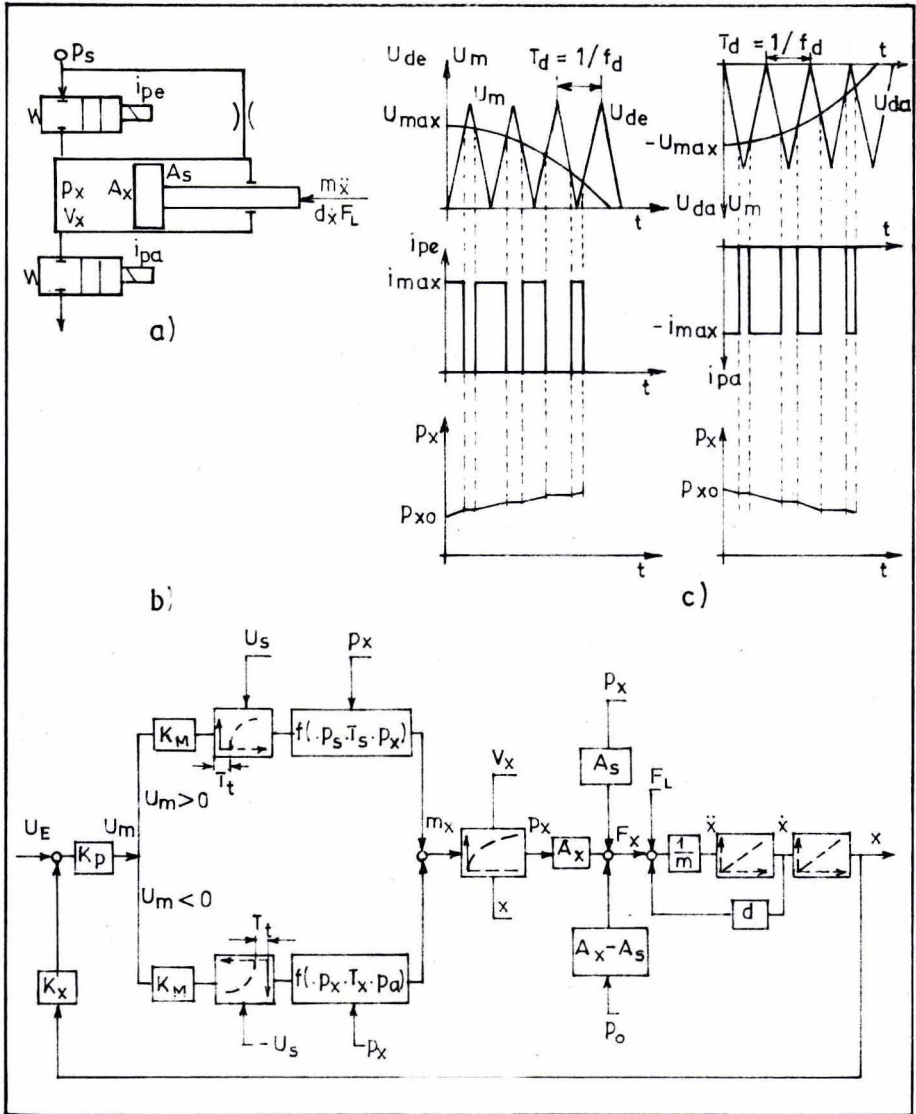
$$U_M = (U_E - U_X) K_p = (U_E - K_X x) K_p \quad (8)$$

Управљачки део се састоји од пропорционалног фактора  $K_p$ , генератора жељене вредности  $U_E$ , и генератора троугла  $U_d$  ( $U_{de}$ ,  $U_{da}$ ).  $U_s$  је праг напона електромагнета, тако да долази до потпуног отварања разводника (односно струја на електромагнету је максимална) за:

$$\begin{aligned} (U_M > U_s) \& (U_M \geq U_{de}) \rightarrow i_{pe} = i_{max} \\ (U_M < -U_s) \& (U_M \leq U_{da}) \rightarrow i_{pa} = -i_{max} \end{aligned} \quad (9)$$

где је  $\&$  логично "и". Трајање отворености види се на слици 2с, а тиме је дефинисан облик модулисаног сигнала. Код разводника постоји време кашњења  $T_v$  и укупно време отварања  $T_r$ , као и коефицијент појачања  $K_y$  померања клипа разводника  $\pm y_{max}$ . Зависност померања клипа разводника изражена је следећим релацијама:

$$\begin{aligned} y_e &= i_{pe} K_{ye} e^{-T_{te}s} (1 - T_{ve}s); \quad 0 \leq y_e \leq +y_{max} \\ y_a &= i_{pa} K_{ya} e^{-T_{ta}s} (1 - T_{va}s); \quad 0 \geq y_a \geq -y_{max} \end{aligned} \quad (10)$$



Слика 2

Масени проток се израчунава из једна чина:

$$\begin{aligned} \dot{m}_x &= \alpha_D K_{me} y_e \psi_e p_s \sqrt{2/RT_s} \quad \text{за узлазни разводник} \\ \dot{m}_x &= \alpha_D K_{ma} y_a \psi_a p_s \sqrt{2/RT_x} \quad \text{за излазни разводник} \end{aligned} \quad (11)$$

где је  $\alpha_D$  коефицијент истицања, а  $K_m$  однос максималне правоугоне површине истицања и максималног хода разводника.

Функције  $u_e$  односно  $u_a$  одређују се преко раније описаних односа које даје стандард ISO6358, или преко егзактних релација које важе за над и под критично струјање.

Притисак у комори цилиндра мења се како је то приказано на сл. 2с и одређен је са:

$$\dot{p}_x = (\ddot{m}_x - \dot{V}_x \rho_x) \alpha RT_x / V_x \quad (12)$$

где су  $T_x$  и  $V_x$  температура у комори односно њена запремина.

Почетни притисак се одређује из услова равнотеже сила на клипу актуатора:

$$p_{x0} = p_s \frac{A_s}{A_x} + p_a \left( 1 - \frac{A_s}{A_x} \right) + \frac{F_L}{A_x} \quad (13)$$

где су  $p_s$  и  $p_a$  притисци напајања и атмосферски притисак,  $A_s$  и  $A_x$  површине актуатора;  $F_L$  је сила на клипу клипаче.

Температура и густина одређују се из адијабатске промене и једначине стања:

$$T_x = T_{x0} \left( p_x / p_{x0} \right)^{(x-1)/x}; \quad \rho_x = p_x / RT_x \quad (14)$$

## Идентификација и управљање

За процену параметара система, потребне су величине брзине и убрзања на излазу и разлика притисака у коморама актуатора. Брзина и убрзање се могу врло брзо наћи на основу позиције (под условом да се користи квалитетни сензор и да су отклоњени шумови са овог сигнала). На жалост, није тако успешно рачунање *on line* притисака у коморама нити их је једноставно мерити. Са друге стране, једначине у моделу су такве да се морају одредити ови притисци, па се исти реконструишу на основу мерења разлике притисака одређеним поступцима. За идентификацију се може користити правоугаоно побуђивање променљивог сигнала. Подручје идентификације је при томе одступање стварне од жељене вредности. Брзо памћење параметара је могуће јер сваким новим улазом стартује и нова могућност идентификације. На овај начин могуће је пратити оптерећење, које се мења, а које има јак утицај на потребу прилагођавања параметара регулације. Трење, које је мешовито, теже је проценити нарочито у подручју малих брзина.

Адаптивно управљање бави се условима властитог подешавања параметара регулације према алгоритму који је унапред дат.

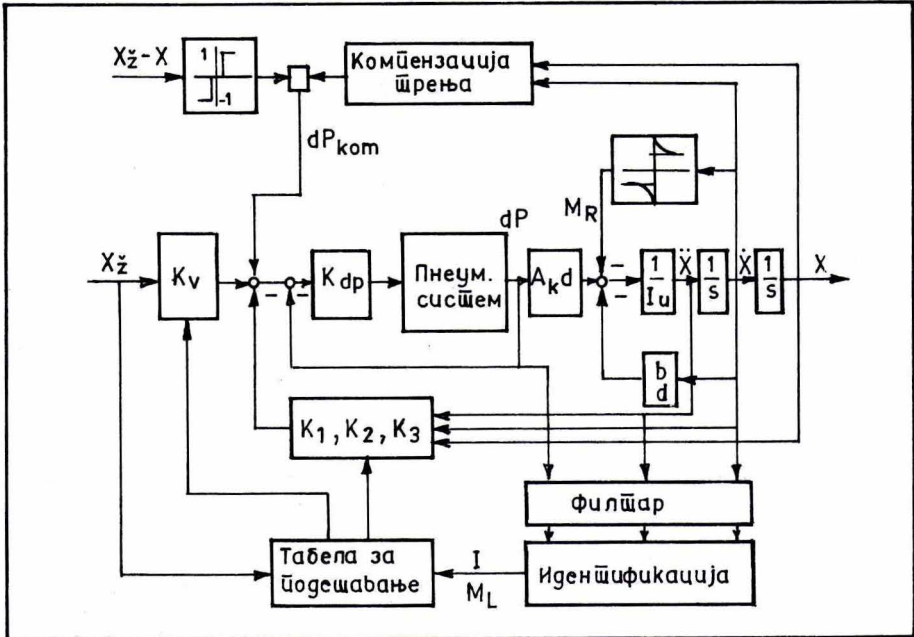
Регулациони концепт погона на сл. 1 приказан је на сл. 3 и базира се на:

1) регулацији притиска; стварна разлика притисака пореди се са жељеном и множи са пропорционалним коефицијентом  $K_{др}$ ; овим се смањује ефекат како нелинеарне проточне карактеристике, тако и зависности динамике од брзине;

2) адаптивном управљању стањима позиције, брзине и убрзања; повратном спрегом по стањима слабо пригушен погон ефектно се пригушује; велики утицај на коефицијенте по стањима као и предфилтарски коефицијент  $K_v$  има процењено оптерећење и жељена вредност; у зависности од тренутног положаја могуће је одредити регулационе параметре;

3) компензацији трења; постоје радови који се баве експлицитно компензацијом трења. Овде је дата компензациона вредност  $dP_{комп}$  као производ тражене вредности, с обзиром на стање позиције и брзине и релејне нелинеарности са зоном неосетљивости која зависи од разлике жељене и стварне вредности.

Принципијелно постоји могућност подешавања параметара аналитички преко геометријских места полова или нумеричке оптимизације (мин интеграл грешке или његов квадрат и сл.), што захтева упрошћења са линеаризацијом или упрошћењем, па даје недовољно поуздан модел. Погоднији начин одређивања параметара је помоћу експертног знања вредности прескока и времена достигања жељене вредности. Тада се оптимизација темељи на 4 са знања:



Слика 3

- повратне спреге по притиску и убрзању имају слична дејства,
- променом параметара  $K_2$  са сталним  $K_3$  може се ефикасно одредити утицај на прескок;
- позиционирање и кругост оптерећења погона одређени су пре свега са  $K_1$  и
- постоји више комбинација параметара које дају слично понашање.

Треба истаћи могућност адаптивног fuzzy логичног поступка, чија се структура види на сл. 4. Основа је утврђивање карактеристичних места на идентификационим дијаграмима (снимак стварних величина), сл. 5, и утврђивање доброте регулационог процеса коришћења експертног знања које поседују стручњаци из ове области. Тада се постављају лингвистичке оцене. Регулисање има уопште мањи утицај у фази убрзавања погона и од значаја је тек у зауставном подручју, када је стварна вредност позиције близу скоковито промењене жељене вредности.

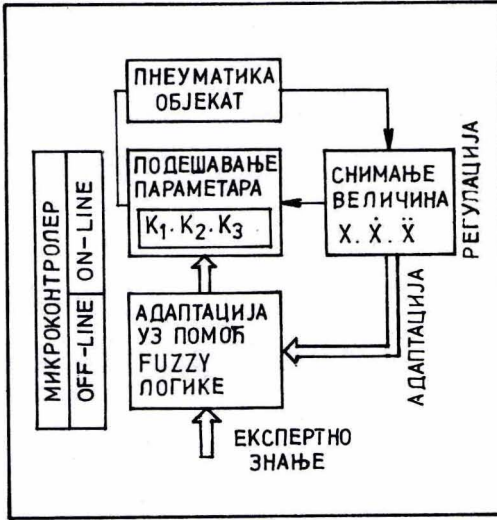
Део експертног знања у случају континуалних система регулације је:

- када се јавља осцилаторно кретање клипа треба смањити коефицијент појачања по позицији;
- са повећањем прескока у одговору, треба повећати и коефицијент по брзини;
- када је прескок брзине позитиван и у смањењу, треба повећавати коефицијент по убрзању и слично.

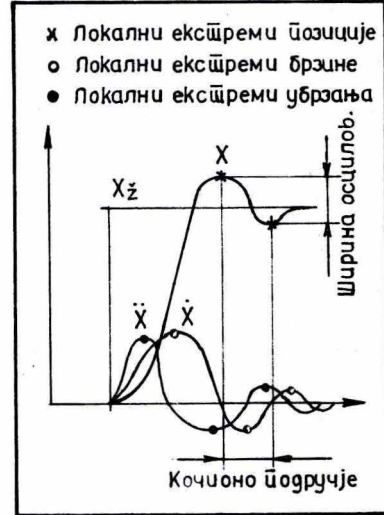
## Симулација

За континуалне електропнеуматске разводнике познатих произвођача у свету, време кашњења је 1,5 ms, а време укупног отварања 5 ms (разводник NO 4), док су ова времена за разводнике који су коришћени у модалној верзији 1 ms односно 0,5 ms (разводник NO 0,5). Симулација је рађена за конкретан континуални и модулисани систем.

За континуалан систем: ход клипа разводника  $\pm 2$  mm; максимална пропусност  $C = 0 - 3 \cdot 10^{-9}$  m<sup>3</sup>/s Pa; критичан однос притиска  $b = 0 - 0,35$ ; пречник актуатора 40 mm, а ход 500 mm; напајање  $7 \cdot 10^5$  Pa.



Слика 4



Слика 5

За модулисани систем: пречник клипа актуатора 20 mm; ход 10 mm; маса оптерећења 0,3 kg; разводници на улазу и излазу су површина 0,12 mm<sup>2</sup> и 0,22 mm<sup>2</sup>. Притисак напајања  $70 \cdot 10^5$  Pa.

За континуални систем може се, на пример, на основу симулација утврдити: са повећањем масе оптерећења долази до пада сопствене фреквенције кола и пригушења, што резултује осцилаторним кретањем и захтева коришћење адаптивног управљања за случај променљивог оптерећења.

За модулисани систем може се на основу симулације закључити:

- време отворености улазног разводника је веће у почетку, па се онда смањује,
- прелазни процеси за масу гаса која улази у цилиндар су прво осцилаторног карактера, па су онда прекидне функције док је временски ток притиска и позиције осцилаторно пригушеног изгледа,
- осцилаторни процеси имају сопствену фреквенцију око 90 Hz,
- време постизања жељене вредности позиције ( $x = 2,5$  mm) износи око 90 ms, док се стабилизација брзине и убрзања јавља после 110 ms.

## Закључак

У овом раду су изложене нове тенденције у управљању електропнеуматским актуаторским системима. Класична регулација PID, која у многим случајевима



потпуно задовољава, не даје најбољи квалитет с обзиром на карактеристике пнеуматских актуатора, пре свега веома изражене нелинеарности.

Исказани су математички модели за аналоган систем (преко континуалног разводника) за актуатор који погони лептирасти затварач и систем са ширинском модулацијом.

С обзиром на јак утицај спољних промена на карактер управљања, потребно је увести адаптивно управљање. Посебно место има fuzzy логика, која као подлогу користи експертно знање при одређивању регулационих параметара.

Симулација се може извести на неколико софтверских пакета применом РС рачунара и при томе се могу утврдити карактеристике и трендови, што не искључује мерења и допунска подешавања на објекту.

## Литература

- [1] **Murrenhoff, H., C. Boes, R. Eschmann, E. Mostert:** *Stand der Entwicklung in der servopneumatischen*, "Antriebstechnik", О+Р, 1995, Nr. 4, 264–281.
- [2] **Gollner, E.:** *Dinamisches Verhalten eines Pulsbreitenmodulierten elektropneumatischen Stellantriebes*, О+Р, 1995, Nr. 3, 202–207.
- [3] **Киковић, Б.:** *Димензионисање ѿнеуматских ѿројорционалних сисѿема*, ХИПНЕФ, 1990, 147–154.
- [4] **Киковић, Б.:** *Параметри конѿинуалних ѿнеуматских сисѿема*, ХИПНЕФ, 1993, 104–109.
- [5] **Kagawa, O., O. Ohligschlagel:** *Simulations model fuer pneumatische Zylinderaantriebe*, О+Р, 1990, Nr. 2, 115–120.
- [6] **Blackburn, J. F. i dr.:** *Fluid power control*, Cambridge, London, 1972.
- [7] **Keller, H.:** *Adaptive Regelung eines pneumatischen Linearantriebes*, О+Р, 1994, Nr. 4, 220–229.