## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПНЕВМОПРИВОДА РОБОТА

### Дао Тхе Ань, Сидоренко В.С.

ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет», Ростов-на-Дону, e-mail: daoanh2010@mail.ru

В условиях интенсивной автоматизации технологических и рабочих процессов, реализуемых различными маханизмами и машинами. Особенно важно это для позиционных систем приводов, обеспечивающих оптимальные траектории движения исполнительных механизмов машин. В работе рассматривается динамическая пневмомеханическая система позиционного пневмопривода робота (ППР) повышенного быстродействия и точности позиционирования горизонтального перемещения схвата робота. Предлагается обобщенная математическая модель динамической системы автоматизированного пневмопривода для решения задачи максимального быстродействия  $T_{\rm u} \rightarrow \min$  и заданной точности премещения  $\pm \Delta L$ . Вычислительным экспериментом получены кинематические и динамические характеристики позиционного пневмопривода при управлении потоком сжатого воздуха на сливе. Установлено влияние перемещаемой массы на точность позиционирования схвата робота, перемещаемого в конце хода, что позволяет формировать оптимальные по быстродействию и точности позиционирования сквата робота, перемещаемого в конце хода, что позволяет формировать оптимальные по быстродействию и точности позиционирование циклы.

Ключевые слова: динамика пневмопривода, позиционный пневмопривод, быстродействие, точность позиционирования, скорость позиционирования, перемещаемая масса

### THE STUDY OF THE DYNAMICAL SYSTEM HIGH-SPEED PNEUMATIC ROBOT POSITION

### Dao The Anh, Sidorenko V.S.

Don State Technical University, Rostov on Don, e-mail: daoanh2010@mail.ru

Under the conditions of intensive automation and workflow implemented by various mechanisms implied and machines. This is especially important for positional drive systems provide optimal trajectory of the actuators machines. In this paper we consider generalized trajectory duty cycle position pneumatic robot (PPR) of high speed and positioning accuracy of the horizontal movement of the elbow in the metal-working machine. Offers automated pneumatic horizontal movement of the elbow of the robot, which provides structural and parametric control of the operating cycle and the positioning of the PPR. A generalized mathematical model of dynamic positioning actuator horizontal movement (PPGP) elbow for maximum performance  $T_u \rightarrow$  min and accuracy of a given  $\pm \Delta L$ , with deceleration end of the turn and fix the position of the elbow. Computational experiments obtained kinematic and dynamic characteristics of position (PPGP) elbow with flow control on the sink. The influence prevedënnogo mass accuracy positioning of the tool during deceleration and at the end of the course, which allows you to create optimum for speed and accuracy positioned cycles in the position mode.

# Keywords: dynamic pneumatic drive, actuator position, speed, positioning accuracy, dynamic pneumatic drive, movable mass

Многообразие конструкций, компоновок, достаточно обширный научный потенциал выполненных исследований, в большей степени отдельных, частных случаев, требует единого подхода к созданию механизмов позиционирования автоматизированного производства научного анализа, синтеза и управления такими механизмами. Преимущества имеют механизмы позиционирования с оптимальным управлением позиционными циклами на основе мехатронных модулей. В этих условиях следует иметь в виду быстроходные механизмы позиционирования, выполняющие как отдельные движения, так и сложные позиционные циклы, длительность которых определяется не только временем движения Т<sub>и</sub>, но и быстродействием формирования команд на переключение управлений ST, передачи управления на последующие движения (на замедление  $T_{_{3M}}$ , установлено скорости по-зиционирования  $T_{_{y}}$  и остановка  $T_{_{103}}$ ). В этом случае  $T_{\mu} = ST_i$ , что характеризует быстроходность механизма. При этом необходимо учитывать ограничения по точности перемещения  $\Delta L \leq |\Delta L \max|$ . Установление влияния величины и характера изменения кинематических и силовых параметров в процессе позиционирования позиционного пневматического привода является целью нашего исследования. Объектом исследования является механизм перемещения схвата пневматического робота.

Автоматизированное технологическое оборудование имеет замкнутые рабочие циклы, формируемые следующими движениями: быстрый подвод, замедление, остановка с позиционированием, быстрый отвод. Эффективность работы привода определяется длительностью рабочего цикла и точностью переключения элементов рабочего цикла. Они обеспечивают требования повышенного быстродействия и точности позиционирования исполнительных движений. Обобщенные траектории исполнительных движений целевых механизмов представлены на рис. 1.

УДК 621. 398-583



Рис. 1. Типовые траектории исполнительных движений целевых механизмов: 1 – обобщенная траектория исполнительного движения; 2 – оптимальная траектория движения

Точки О, В фиксируют конечные положения выходного звена объекта управления. В зависимости от резерва мощности привода возможны различные траектории. В обычных оптимальных позиционных приводах - «ступенчатую» ОАСDB, в быстроходных позиционных - «колокол» ОАВ. Последняя обеспечивает минимальное время перемещения и называется оптимальной (ОА – разгон, АВ – торможение). Она получена решением задачи оптимального быстродействия; точка О – исходное положение (стоп) с фиксацией выходного звена привода;  $V_0 = 0, L_n = 0 -$ структура привода с перекрытым сливом; участка О-А – разгон автоматизированного пневмопривода (АПП) до скорости  $V_{6\pi}$  по траектории  $L_{6\pi}$ ; в точке  $\mathbf{A}$  – переключение управления  $u_1$  на замедление АПП; участка А-В – замедление АПП до торможенной скорости  $V_{,p}$ ; **С-D** – участок перед торможением с  $V_{,p}$ ; **В** точке **D** – переключение управления  $u_2$  на остановке АПП; в точке **В**: переключение управления на реверсировании движения. Время рабочего хода определяется выражением

$$T_{\rm II} = t_{\rm dn} + t_{\rm 3} + t_{\rm Ap} + t_{\rm m3}, \tag{1}$$

где  $T_{\rm II}$  – время позиционного цикла;  $t_{\rm 6n}$  – время быстрого подвода;  $t_{\rm 3}$  – время замедления до скорости позиционирования  $V_{\rm ap}$ ;  $t_{\rm ap}$  – время до торможения;  $t_{\rm ns}$  – время остановки с позиционированием.

Таким образом, организация и исполнение рабочих циклов в реальном пространстве и времени требует автоматизированного управления его параметрами: перемещение, положение  $\Delta L$ , скорость V, сила F, организация рабочего цикла. Во многих случаях необходимо управление их отклонениями. Необходимо принять ограничения по точности и быстродействию привода  $T_{II} \rightarrow \min, \Delta l_3 \leq |\Delta l_3 \max|$ и  $\Delta L \leq |\Delta L \max|$ . В такой постановке оптимальная траектория получается решением задачи оптимального быстродействия [1, 3]. Основным направлением поиска технического решения являлись программные позиционные пневмоприводы с внешним тормозом, наиболее полно отвечающие поставленной задаче, обеспечивающей структурно-параметрическое управление рабочим циклом и позиционированием позиционного пневмопривода.

Принципиальная пневмокинематическая схема обобщенной структуры АПП представлена на рис. 2. Она определяет состав устройств, пневмомеханические связи. При одновременном включении электромагнитов YA1, YA5 распределитель P1 переключается в левую позицию, воздух через обратный клапан попадает в поршневую полость силового пневмоцилиндра ПЦ1. При включении электромагнита YA5 воздух попадает в многофункциональный датчик. Шток силового пневмоцилиндра ПЦ1 начинает выдвигаться, при этом рейка, жёстко связанная со штоком, вращает вал датчика. Сигнал датчика, представляющий собой импульсы давления, попадает на датчик давления (ДД), с которого в виде электрических импульсов поступает в систему управления (ПЛК). При достижении определённого

положения включается YA3, происходит переключение распределителя P3, скорость движения штока цилиндра ПЦ1 уменьшится до скорости, задаваемой дросселем Др2. В заданной точке включается электромагнит YA4, подаётся давление в цилиндры тормоза (ПЦ2 и ПЦ3), шток останавливается.

Повышенные требования к технологическому оборудованию по точности и быстродействию обусловливают необходимость проведения оценки их динамического качества уже на этапе проектирования. При этом существенно сокращается время последующих испытаний и улучшается качество рабочих процессов реальных позиционных пневматических приводов при меньших затратах времени и средств.

На основе принципов и правил математического описания динамических подсистем с механическими связями, обоснованных работами [2, 4, 5], получена математическая модель, которая представляет систему нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих поведение

ее подсистем в процессе позиционных перемещений. Были приняты следующие допущения:

• модель считается одномассовой;

• характеристики источника питания  $p_{\rm H} = {\rm const}, T_{\rm H} = {\rm const},$  поскольку напорная магистраль пневмопривода соединена с ресивером достаточного объема через регулятор давления;

• процесс изменения состояния газа в пневмосистеме считается адиабатическим, поскольку процесс позиционирования происходит за короткий промежуток времени;

• рабочее тело пневматического устройства – воздух рассматривается как идеальный газ, процессы в котором описываются уравнением Клайперона – Менделеева, поскольку давление в пневмосистеме ниже 10 бар;

• утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены коэффициентом утечки *K*.



Рис. 2. Принципиальная пневмокинематическая схема АПП: ДД – датчик давления; ПЛК – программируемый логический контроллер; ПЗУ – программируемое задаваемое управление; ПЦ1 – силовой пневмоцилиндр; ПЦ2, ПЦ3 – тормозные пневмоцилиндры; Р1, Р2, Р3, Р4 – пневмораспределители; Др1, Др2 – дроссели с обратным клапаном; М – перемещаемая масса

1. Уравнение движения привода.

$$m_{\rm np} \frac{dV}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{\rm Brp} - F_{\rm Crp} - \alpha F_{\rm T3}, \quad (2)$$

где  $S_1$ ,  $S_2$  – эффективная площадь поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, м<sup>2</sup>;  $p_1$ ,  $p_2$  – давление воздуха соответственно в поршневой и штоковой полости пневмоцилиндра, Па; V – скорость перемещения движущихся масс, м/с;  $k_{\rm BT}$  – коэффициент вязкого трения, H·с/м;  $m_{\rm np}$  – масса подвижных частей привода;  $\sum F_{\rm T3}$  – сила трения, создаваемая привода;  $\sum F_{\rm T3}$  – сила трения, создаваемая приводом тормоза, H;  $F_{\rm T3} = \lambda F_{\rm H}$ ;  $F_{\rm H}$  – усиления на штоке, H;  $\alpha = 0$  при  $t_{<}t_{\rm T3}$  и  $\alpha = 1$  при  $t \ge t_{\rm T3}$ ;  $t_{\rm T3}$  – задаваемое время начала процесса торможения; x – перемещение штока силового пневмоцилиндра;  $F_{\rm BTP} = F_{\rm TO}$  sign(V) – сила сухого трения, H;  $F_{\rm BTP} = k_{\rm BT}V$  – сила вязкого трения, H;  $k_{\rm BT}$  – коэффициент вязкого трения. Уравнение (2) можно написать в следу-

уравнение (2) можно написать в следующем виде:

$$m_{\rm np} \frac{d^2 L}{dt^2} = p_1 S_1 - p_2 S_2 -$$

$$-F_{\rm ITO} {\rm sign} \left(\frac{dL}{dt}\right) - k_{\rm IBT} \cdot \frac{dL}{dt} - \alpha F_{\rm T3}.$$
(3)

2. Уравнения давлений в АПП.

Из условия неразрывности потока газа для средних значений параметров газа по сечению пневмораспределителей: G = const, где  $G - \text{массовый расход сжатого воздуха}, <math>f_p = \pi \cdot d \cdot x - \text{площадь сечения пнев-мораспределителя}.$ 

 Уравнение баланса массового расхода напорной линии силового пневмопривода.

$$G_{\rm I} = G_{\rm IIIII} + G_{\rm II} + G_{\rm Icx} + G_{\rm IIMJ}, \qquad (4)$$

где 
$$G_1 = \mu_1 \cdot f_{P_1} \cdot p_H \sqrt{\frac{2k}{R \cdot T_H(k-1)}} \cdot \varphi(\sigma_1);$$
  
 $G_{\Pi\Pi\Pi} = \frac{W_1 \cdot dp_1}{k \cdot R \cdot T_H};$   
 $G_{\Pi\Pi} = k_{\Pi} \cdot (p_H - p_1) \cdot \text{sign}(p_H - p_1);$   
 $G_{1cm} = \frac{W_H}{E} \frac{p_1 \cdot dW_H}{R \cdot T_H};$   
 $G_{\Pi M \Pi} = \mu_{\Pi} \cdot \pi \cdot d_c \cdot y \cdot K \frac{p_1}{\sqrt{RT_{\Pi}}} \varphi(\sigma_1);$ 

 $G_1$  – массовый расход напорной линии м<sup>3</sup>·c<sup>-1</sup>;  $G_{1\Pi\PiI}$  – массовый расход в бесштоковой полости силового пневмоцилиндра, м<sup>3</sup>·c<sup>-1</sup>;  $G_{\Pi}$  – массовый расход, идущий на перетечки рабочий воздух, м<sup>3</sup>·c<sup>-1</sup>;  $G_{1cж}$  – сжимаемость массового расхода воздуха напорной линии, м<sup>3</sup>·c<sup>-1</sup>;  $k_{\Pi}$  – коэффициент перетечки рабочего воздуха;  $G_{\Pi M \Pi}$  – массовый расход, протекающий через пневмомеханический датчик, м<sup>3</sup>·c<sup>-1</sup>;  $p_{\Pi}$  – давление в рабочей зоне пневмомеханического датчика, Па;  $d_{c}$  – диаметр сопла, м; у – расстояние между соплом и диском.

Уравнение (5) имеет следующий вид:

$$\frac{dp_{1}}{dt} = \frac{k \cdot \mu_{1} \cdot f_{P2} \cdot K \cdot p_{H} \cdot \sqrt{R \cdot T_{H}} \cdot \varphi(\sigma_{1})}{S_{1} \cdot (L_{11} + L)} - \frac{k \cdot p_{1}}{E \cdot (L_{11} + L)} \frac{dX}{dt} - \frac{k \cdot R \cdot T_{H}}{S_{1} \cdot (L_{11} + L)} \cdot k_{\pi} \cdot (p_{\mu} - p_{1}) \cdot \operatorname{sign}(p_{\mu} - p_{1}) - \overset{(5)}{(5)} - \frac{k \cdot R \cdot T_{H}}{S_{1} \cdot (L_{11} + L)} \cdot \mu_{\lambda} \cdot \pi \cdot d_{c} \cdot y \cdot K \frac{p_{1}}{\sqrt{R \cdot T_{A}}} \varphi(\sigma_{1}).$$

 Уравнение баланса массового расхода сливной линии силового пневмопривода.

$$G_{2} = -G_{2\Pi II} + G_{y} + G_{cx} + \beta \cdot G_{P3} + (1-\beta) \cdot G_{gp}, (6)$$

где 
$$G_{2} = \frac{\mu_{2} \cdot f_{2} \cdot K \cdot p_{2}}{\sqrt{R \cdot T_{2}}} \cdot \varphi \left(\frac{\sigma_{a}}{\sigma_{2}}\right);$$

$$G_{2\Pi II} = \frac{W_{2} \cdot dp_{2}}{k \cdot R \cdot T_{2}}; G_{y} = k_{y} \cdot p_{2};$$

$$G_{P3} = \mu_{p3} \cdot f_{p3} \cdot p_{2} \cdot \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{2}}} \cdot \varphi(\sigma_{3});$$

$$G_{2cm} = \frac{W_{cn}}{E} \frac{p_{2} \cdot dW_{cn}}{R \cdot T_{2}};$$

$$G_{dp} = \mu_{dp} \cdot f_{dp2} \cdot p_{2} \cdot \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{2}}} \cdot \varphi(\sigma_{3});$$

 $\frac{p_2}{p_{\rm M}} = \left(\frac{T_2}{T_{\rm H}}\right)^{\frac{k}{k-1}}; G_2$  – массовый расход сливной

линии, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $G_{2\Pi\Pi}$  – массовый расход в штоковой полости силового пневмоцилиндра, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $G_y$  – массовый расход, идущий на утечки рабочего воздуха, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $G_{2cж}$  – сжимаемость массового расхода воздуха сливной линии, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $G_{p3}$  – массовый расход через пневмораспределитель РЗ, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $G_{дp}$  – массовый расход через пневмодроссель Др2, м<sup>3</sup>·с<sup>-1</sup>;  $f_{p3} = \pi \cdot d_{p3} \cdot x_{zol3}$  – площадь сечения полости пневмораспределителя РЗ,

 $M^2$ ;  $f_{Дp2} = \frac{\pi \cdot d_{Дp2}^2}{4}$  – площадь сечения полости пневмодросселя Дp2,  $M^2$ ;  $d_{P3}$  – диаметр сечения полости пневмораспределителя P3, м;  $d_{Дp2}$  – диаметр сечения полости пневмодросселя Дp2, м;  $P_{_M}$  – давление питания, Па. Уравнение (5) имеет следующий вид:

$$\frac{dp_{2}}{dt} = -\left[\frac{k \cdot f_{P2} \cdot \mu_{2} \cdot K \cdot (p_{2})^{\frac{3k-1}{2k}} \cdot \sqrt{R \cdot T_{a}}}{S_{2} \cdot (s + L_{12} - L)p_{a}^{\frac{k-1}{2k}}}\right] \cdot \varphi\left(\frac{\sigma_{a}}{\sigma_{2}}\right) + \frac{k \cdot p_{2}}{S_{2} \cdot (s + L_{12} - L)}\left(\frac{dX}{dt}\right) + \frac{k_{y} \cdot R \cdot \left(\frac{P_{a}}{P_{2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{2}}{S_{2} \cdot (s + L_{12} - L)} \cdot P_{2} + \frac{\mu_{p3} \cdot f_{p3} \cdot p_{2} \cdot \sqrt{R \cdot \left(\frac{P_{a}}{P_{2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{2}} \cdot K}{S_{2} \cdot (s + L_{12} - L)} \cdot \varphi(\sigma_{3}) + \left(1 - \beta\right) \cdot \frac{\mu_{\mu p 2} \cdot f_{\mu p 2} \cdot p_{2} \cdot \sqrt{R \cdot \left(\frac{P_{a}}{P_{2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_{2}} \cdot K}{S_{2} \cdot (s + L_{12} - L)} \cdot \varphi(\sigma_{3}),$$
(7)

где  $\varphi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$  при 0,528 <  $\sigma_i$  < 1;  $\varphi(\sigma_i) = 0,2588$  при 0 <  $\sigma_i \le 0,528$ ;  $\sigma_i = \frac{p_i}{p_{\text{H}}}$ ;

 $K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k - 1}}; k$ - показатель адиабаты (для воз-

эффициенты расхода;  $L_{11}$ ,  $L_{12}$  – отношение начальных («пассивных») объемов  $W_{\rm H}$ ,  $W_{\rm сл}$ пневмопривода к полезной площади поршня поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно, м;  $W_1$ ,  $W_2$  – объемы пневмоцилиндра ПЦ1 к площади поршня поршневой и штоковой полостей м<sup>3</sup>;  $x_{0T3}$  – отношение начальных («пассивных») объемов пневмопривода к площади отверстия распределителя Р4 (рис. 1), м; R – универсальная газовая постоянная ( $R = 287 \ Дж/(к\Gamma \cdot K)$ );  $f_{Pi} = 3,14 \cdot d_{pi} \cdot x_{zoli}$ ; E – модуль объемной упругости смеси жидкости и воздуха, Па;  $k_n$  – коэффициент перетечки.

3. Уравнение управляющих золотниковых пневморапределителей [4, 5].

$$\left| \frac{d}{dt} x_{zoli}(t) = v_{zoli}(t); \\
\frac{d^2}{dt^2} x_{zoli}(t) = \frac{1}{m_{pi}} \left[ \beta(F_{\mathfrak{M}}(t) + P_0 S_{zol}) - k_{\mathsf{Bri}} v_{zoli}(t) - C(x_{zoli}(t) + x_{0i}) \right],$$
(8)

где электромагнитная сила рассчитывается по формуле

$$F_{_{3M}}(t) = 2\frac{\theta^2}{2A_e\mu_0} = \frac{L(t)^2 i(t)^2}{N^2 A_e\mu_0};$$
  

$$L(t) = \frac{N^2 A_e\mu_c}{l_{eq}} = \frac{N^2 A_e\mu_c}{l_c + 2\mu_r \left(x_{_{3330p}} - x_{_{zol}}(t)\right)};$$
  

$$\frac{d}{dt}i(t) = \frac{1}{L(t)} \left[U(t) - Ri(t)\right] - \frac{2\mu_r L(t) x_i(t) i(t)}{N^2 A_e\mu_c}.$$

При постоянном токе i(t) = 20 мА и напряжении U(t) = 24 В; N – число оборотов катушки;  $x_{33300}$  – общий воздушный зазор, м;  $A_e$  – эффективная площадь поперечного сечения пути потока, м<sup>2</sup>;  $x_{zol}(t)$  – перемещение золотника, м;  $\mu_c$ ,  $\mu_0$  – проницаемость сердечника;

ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ № 7, 2015

 $\theta$  – магнитный поток;  $\mu_r$  – относительная проницаемость сердцевины;  $m_{pi}$  – масса золотника перемещения, кг;  $S_{zol}$  – площадь пневмораспределителя, к которым относятся  $P_0$ , м; С – коэффициент жёсткости пружины, Н/м;  $k_{Bmi}$  – коэффициенты вязкостей; i = 1, 3, 4;  $\beta$  – булевой параметр.

4. Модель пневмомеханического тормоза

$$\begin{cases} m_{\text{T3}} \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \cdot \alpha \cdot p_3 \cdot S_4 - 2 \cdot F_{\text{T0}}^{\text{T3}} \cdot \text{sign}\left(\frac{dy}{dt}\right) - C_{\text{T3}}(y - y_{01}) - \gamma \cdot \sum F_{\text{H}};\\ \frac{dp_3}{dt} = \alpha \left(\frac{k \cdot \mu_3 \cdot f_{p4} \cdot K \cdot P_{\text{H}} \cdot \sqrt{R \cdot T_{\text{H}}} \cdot \varphi(\sigma_3)}{S_4 \cdot (y_{02} + y)} - \frac{k \cdot p_3}{(y_{02} + y)} \cdot \frac{dy}{dt}\right), \end{cases}$$
(9)

где  $m_{\rm T3}$  – перемещаемая масса тормозного устройства; y – путь торможения;  $p_3$  – давление в бесштоковой полости тормозного цилиндра;  $S_4$  – площадь тормозной колодки;  $C_{\rm T3}$  – коэффициент жёсткости пружины пневмоцилиндра тормоза, Н/м;  $F_{\rm T3} = \lambda \cdot F_{\rm H}$  – сила трения, Н;  $F_{\rm H}$  – нормальная сила;  $\lambda$  – коэффициент трения;  $\gamma$  – булевой параметр.

Система нелинейных дифференциальных уравнений (2)–(9) может решаться различными численными методами (Эйлера, Рунге – Кутты и др.) при заданных начальных условиях. Исследование предлагаемой модели выполнено с использованием программной поддержки Matlab-Simulink 2012b численным методом Рунге – Кутты.

Моделирование проводилось при следующих исходных данных: перемещаемая масса подвижных частей привода  $m_{\rm np} = [10, 12, 15, 17]$  кг; диаметр поршня силового пневмоцилиндра D = 0,06 м; диаметр штока силового пневмоцилиндра d = 0,04 м; коэффициенты расхода  $\mu_1 = 0,6; \mu_2 = 0,8;$  $\mu_3 = 0,4;$  коэффициент упругости пружины распределителей  $C_1 = 100$  H/м; давление питания  $P_{\mu} = 6 \cdot 10^5$  Па; атмосферное давление  $p_a = 1 \cdot 10^5$  Па; k = 1,4; ход силового пневмоцилиндра s = 0,284 м; температура  $T_{\rm H} = T_{\rm n} = T_{\rm a} = 290$  К; R = 287; N = 1000 об; диаметр золотника  $d_{\rm zol} = 0,002$  м;  $A_e = 0,75 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $\mu_0 = 4 \cdot p_1 \cdot 10^{-7};$   $\mu_r = 120 \cdot 10^{-6};$  $x_{zolimax} = 0.008({\rm M});$   $\lambda = 0,42$ . При начальных условиях:  $t = 0 \rightarrow (X(0), V(0), P_1(0), P_2(0),$  $x_{zol/2}(0), v_{zol/3}(0), x_{zolimax}, v_{zol/2}(0)) = (0; 0, 0; 6e5;$ 0; 0; 0,002; 0).

при  $t = t_{n\delta} \rightarrow (X_{n\delta}; V_{max}; P_1(t_{n\delta}); P_2(t_{n\delta}); x_{20/2max}; 0; 0,002; 0).$ При моделировании позиционных ци-

При моделировании позиционных циклов более подробно исследовались участки позиционирования  $L_{\rm no3}$  (перехода с  $V_{\rm 6n}$  на скорость позиционирования привода).

На рис. 3 представлены результаты моделирования процесса замедления движения АПП с установленной скоростью  $V_{6n}$  до скорости позиционирования  $V_{no3} = 0,2$  м/с, с длиной хода 0,284 м. Команда на замедление подается в координатах  $L_{n6}$ . Команда на остановку подается в координате L = 0,284 м. Колебательности переходного процесса на участке позиционирования отметим удовлетворительность каждого из них по основным критериям оценки устойчивости (колебательного перерегулирования, допустимая погрешность 5%). При этом максимальное ускорение торможения достигается 7,2 м/с<sup>2</sup>, не превышается допустимое ускорение на удар (<8 м/с<sup>2</sup>). Длину участка позиционирования  $L_{\Pi 3}$  определяла величина перемещения АПП от координаты, в которой падается команда управления на замедление до координаты АПП остановки. На рис. 4 представлены результаты вычислений и экспериментов исследования влияния перемещаемых масс АПП на участке позиционирования и точность позиционирования. При удовлетворительности совпадения результатов вычислений и натурных экспериментов установлено их существенное влияние на длительность, быстродействие участка и точность позиционирования. Так при изменении перемещаемых масс *m* от 10 до 17 кг время, длительность на участке позиционирования увеличивается в 1-1,8 раза и точность позиционирования увеличивается в 1,75 раз и точность позиционирования не превышает 0,051 мм.

Предложена и исследована обобщенная математическая модель динамической позиционной пневматической системы привода горизонтального перемещения робота, позволяющая описывать динамику переходных процессов на участке позиционирования. Вычислительным и натурным экспериментами на стенде-модели подтверждается адекватность предлагаемой модели с удовлетворительным совпадением моделируемых процессов. Установленные зависимости величины и длительности участка позиционирования от перемещаемых масс позволяют определять зоны устойчивого позиционирования по времени и точность позиционирования исследованиями достигается быстродействия АПП превышающие в 1-1,8 раза, результаты известных аналогов при точности позиционирования (0,031–0,051 мм) в исследованном диапазоне перемещаемых масс (10–17 кг).



Рис. 3. Динамика позиционного цикла при различных перемещаемых массах  $m_{np}$ :  $m_{np} = 10 \ \kappa r; \ m_{np} = 12 \ \kappa r; \ m_{np} = 15 \ \kappa r; \ m_{np} = 17 \ \kappa r$ 



Рис. 4. Влияние перемещаемых масс  $m_{np}$ , (кг) на участке позиционирования и на точность позиционирования АПП при вычислении (Т) и экспериментом (Э) исследования: a - время участка позиционирования; 6 - длина участка позиционирования;<math>c - точность позиционирования АПП

### Список литературы

1. Болтянский В.Г. Математические методы оптимального управления. – М., Наука, 1969. – 408 с.

2. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 265 с.

3. Касимов А.М. Развитие пневматических средств автоматизации // Технические программные средства систем управления, контроля и измерения: труды конференции. – М., октябрь 2010.

4. Taghizadeh M., Ghaffari A., Najafi F. Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications // ScienceDirect, C.R. Mecanique. – 337 (2009). – P. 131–140.

5. Behrouz Najjari, S. Masoud Barakati, Ali Mohammadi, Mohammad Javad Fotuhi, SaeidFarahat, and Mohammad Bostanian. Modelling and Controller Design of Electro-Pneumatic Actuator Based on PWM // International Journal of Robotics and Automation (IJRA). – September 2012. – Vol. 1,  $N_{\rm D}$  3. – P. 125–136.

#### References

1. Boltjanskij V.G. Matematicheskie metody optimalnogo upravlenija. M., Nauka, 1969. 408 p.

2. Gerc E.V. Dinamika pnevmaticheskih sistem mashin. M.: Mashinostroenie, 1985. 265 p.

3. Kasimov A.M. Razvitie pnevmaticheskih sredstv avtomatizacii. Trudy konferencii «Tehnicheskie i programmnye sredstva sistem upravlenija, kontrolja i izmerenija». Moskva, oktjabr 2010.

4. Taghizadeh M., Ghaffari A., Najafi F. Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications // Science Direct, C.R. Mecanique 337 (2009) pp. 131–140.

5. Behrouz Najjari S. Masoud Barakati, Ali Mohammadi, Mohammad Javad Fotuhi, SaeidFarahat, and Mohammad Bostanian. Modelling and Controller Design of Electro-Pneumatic Actuator Based on PWM // International Journal of Robotics and Automation (IJRA) Vol. 1, no. 3, September 2012, pp. 125–136.

### Рецензенты:

Шошиашвили М.Э., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Мехатроника и гидропневмоавтоматика», ФГБОУ ВПО «Южно-Российский государственный технический университет», г. Новочеркасск;

Шишкарев М.П., д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Информационное обеспечение автоматизированных технологических комплексов», ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет», г. Ростов-на-Дону.