

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА С УПРАВЛЯЕМЫМ ДРОССЕЛЬНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

NUMERICAL MODELING OF THE PNEUMATIC CYLINDER WITH CONTROLLING THROTTLE DAMPING

На основе достижений современной техники пневмоавтоматики для пневматического цилиндра двухстороннего действия выделена задача усовершенствования принципа демпфирования поршня. Уточнена математическая модель цилиндра, позволяющая имитировать динамику движения поршня под действием нагрузки с учетом регулируемого вручную пневматического демпфера. Данное уточнение является научной новизной данной работы. Математическая модель строится на основе основных законов термодинамики и механики. В качестве критерия адекватности служит степень приближения моделируемых параметров к экспериментальным данным, взятых из справочника. Допущения, принятые в данной работе, должны снизить адекватность минимально. Моделирование основано на численном интегрировании системы дифференциальных уравнений, решаемой методом прямоугольников. Результаты моделирования динамики проанализированы, а также приведены условия дальнейшего применения используемых расчетов.

Ключевые слова: пневматический, автоматика, дроссель, модель, давление, адекватность.

Актуальность задачи

Актуальность обеспечения минимального времени перестановки пневматического цилиндра, то есть максимальной производительности, при отсутствии удара в конце хода с плавным разгоном и торможением подтверждается множеством конструктивных решений, используемых ведущими производителями пневматического оборудования [7, 8]. Эффективным демпфированием считается такое, которое обеспечивает минимальную скорость соударения при всех эксплуатационных режимах (наблюдается плавная остановка).

Для плавной остановки поршня традиционно применяется демпфирование на основе дросселирования сжатого воздуха [13, 5]. Широко распространено решение со встроенным дросселем в крышку цилиндра (рисунок 1) [1]. При демпфировании основной канал прохода сжатого воздуха в герметичной полости между крышкой 1 и гильзой 4 закрывается демпфирующим хвостовиком 2, воздух переходит в канал через дроссель 3.

Торможение рабочего органа можно осуществлять при подборе постоянного проходного сечения дросселя, который включается в работу только на определенном участке в конце хода [2, 3].

Также можно создать пневматическую пружину, при этом верно подобрав ее жесткость под параметры привода в зависимости от принятой схемы торможения [2, 3]. Недостаточно жесткая пневматическая пружина не может полностью погасить скорость движущейся массы под нагрузкой, и поршень подходит к крышке с ударом на первой волне падения скорости. Завышенная

жесткость пневматической пружины увеличивает время перемещения, то есть понижает эффективность работы привода. Кроме сказанного резкая остановка привода с ударом приводит к ускоренному разрушению пневматического цилиндра и связанного с ним технологического оборудования.

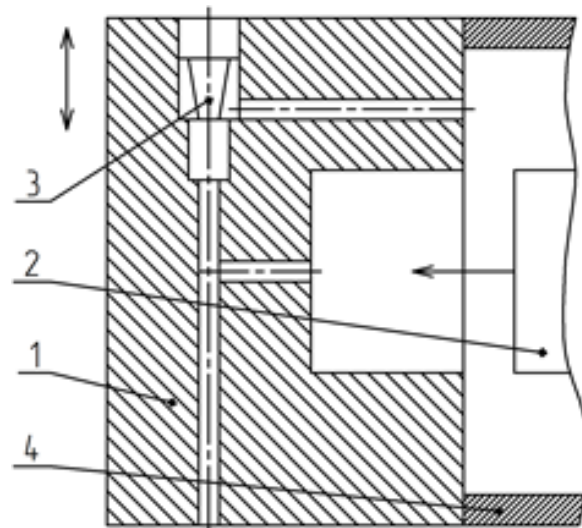


Рисунок 1— Схема демпфирования поршня пневматического цилиндра в конце хода с помощью встроенного дросселя с ручной настройкой: 1 — крышка; 2 — хвостовик; 3 — дроссель; 4 — гильза

Рациональный выбор конструктивных и эксплуатационных параметров с учетом режимов работы пневматического цилиндра требует их согласования, для чего

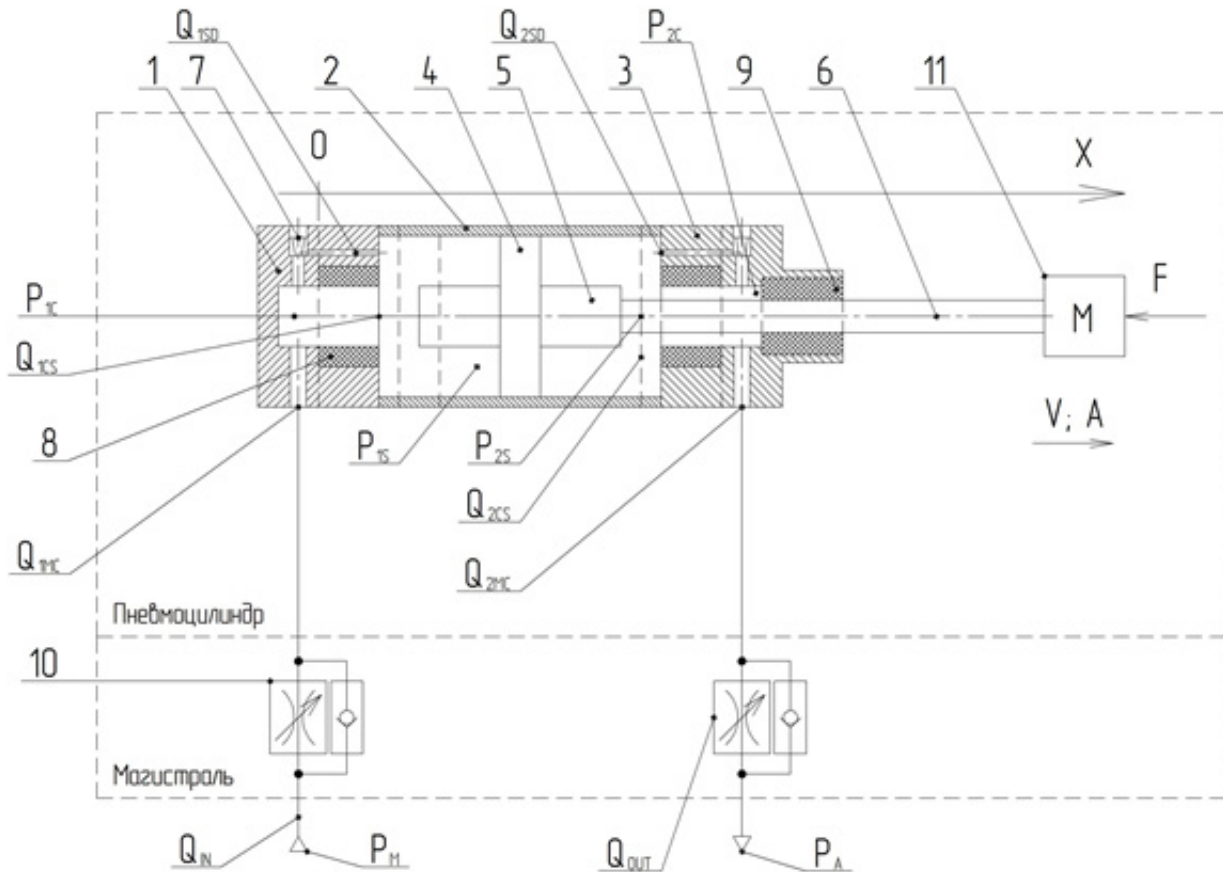


Рисунок 2 — Принципиальная схема моделирования динамики движения пневматического штокового цилиндра двустороннего действия с ручным демпфированием: 1 — крышка бесштоковая; 2 — гильза; 3 — крышка штоковая; 4 — поршень; 5 — втулка демпфирующая; 6 — шток; 7 — дроссель; 8 — манжета демпфирующая; 9 — манжета штоковая; 10 — дроссель с обратным клапаном; 11 — нагрузка

предлагается разработать ориентированную на эту задачу математическую модель и провести необходимые модельные эксперименты. Поэтому в данной работе ставится задача разработать математическую модель типового пневматического цилиндра со стандартным демпфированием.

Описание работы пневматического цилиндра двустороннего действия

Динамика движения поршня определяется нагрузкой, термодинамическими процессами в полостях цилиндра, вариантом конструктивного решения, эксплуатационными режимами, характеристиками системы подачи и отвода воздуха [1].

На рисунке 2 показана принципиальная схема, используемая для моделирования функционирования штокового двустороннего пневмоцилиндра.

В первом приближении примем, что процессы в полостях являются адиабатическими и воспользуемся связью с уравнением состояния Менделеева Клапейрона [6].

$$W(t)dP(t) + \kappa P(t)dW(t) = \kappa P_0 Q(t)dt, \quad (1)$$

где $W(t)$ — функция изменения объема, занимаемого

воздухом, от времени t (m^3); κ — показатель адиабаты, $\kappa=1,4$; P_0 — средний уровень давления, Pa ; $Q(t)$ — скорость изменения объема с течением времени, m^3/c .

С помощью уравнения Бернулли определим скорость перехода сжатого воздуха между камерами пневмоцилиндра [3, 6]. Раскроем потери давления сжатого воздуха, введем связь пропускной способности с показателем адиабаты, возьмем дифференциал от зависимых переменных, возьмем криволинейный интеграл на траектории пути от входа к выходу, а также учтем уравнение неразрывности потока

$$Q_{12} = \mu \cdot S_{пр} \cdot P_1 \cdot \left[\frac{2 \cdot \kappa}{(\kappa - 1)} \cdot \frac{1}{\rho^2 \cdot R_A \cdot T_1} \right]^{1/2} \cdot \left(\sigma^{2/\kappa} - \sigma^{(\kappa+1)/\kappa} \right)^{1/2}$$

где μ — коэффициент расхода в сечении трубопровода; $S_{пр}$ — площадь сечения проходного канала, m^2 ; P_1 — абсолютное давление на входе канала, Pa ; ρ — плотность воздуха, kg/m^3 ; T_1 — абсолютная температура воздуха на входе в канал, K ; R_A — газовая постоянная для воздуха, при нормальных условиях $R_A = 286,552 \text{ Дж}/(kg \cdot K)$; σ — соотношение абсолютных давлений между входом P_1 и выходом канала P_2 , $\sigma = P_2/P_1$.

Следует учесть отклонение теоретических расчетов от показателей реального пневматического привода. Такое отклонение указывается введением параметра μ — коэффициента расхода в переходном сечении трубопровода. Параметр $\mu \cdot S_{\text{пр}}$ — характеризует пропускную способность канала цепи пневматического привода. Очевидно, что для низкой пропускной способности канала расход будет нулевым.

Как оказалось в ходе исследований расход сжатого воздуха изменяется иначе. Однако известна зависимость расхода воздуха от отношения давлений на входе и выходе, имеющая точку разрыва первого рода, обусловленная постоянством расхода между камерами, при соотношении давлений ниже критического [3, 5]

$$Q_{12} = \begin{cases} \mu \cdot S_{\text{пр}} \cdot P_1 \cdot \left[\frac{2 \cdot \kappa}{(\kappa - 1)} \cdot \frac{1}{\rho^2 \cdot R_A \cdot T_1} \cdot \left(\sigma^{\frac{2}{\kappa}} - \sigma^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \right]^{1/2}, & \sigma \geq \sigma^* \\ \mu \cdot S_{\text{пр}} \cdot P_1 \cdot \left[\kappa \cdot \frac{1}{\rho^2 \cdot R_A \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]^{1/2}, & \sigma < \sigma^* \end{cases} \quad (2)$$

(где σ^* — критическое соотношение давлений, которое соответствует максимальному расходу сжатого воздуха, $\sigma^* = 0,528$ для адиабатического процесса $\kappa = 1,4$).

Проанализируем зависимость (2). Вторым множителем является переменная P_1 , характеризующая энергетическую способность источника давления. Если камерой 1 является компрессор, то происходит наполнение полостей привода из магистрали. В таком случае параметр P_1 можно считать условно постоянным. Очевидно, что цепь с высокой энергетической способностью — давлением магистрали имеет более высокий расход сжатого воздуха. Третий множитель, находящийся в подкоренной части — характеризуется типом теплового процесса, а также тепловыми параметрами источника сжатого воздуха. Четвертый множитель функция давлений $\varphi(\sigma)$ — является функцией от параметра отношений давлений $\sigma = P_2/P_1$, показывает энергетические затраты на выравнивание уровня давления между камерами 1 и 2. Затраты тем больше, чем больше разница давлений между камерами 1 и 2.

Но необходимо отметить, что выравнивание давления между источником сжатого воздуха в камере 1 и вакуумом в камере 2 $P_2 = 0$ приводит расходную функцию к нулю, что не является действительностью.

Запишем второй закон Ньютона для механической системы пневмоцилиндра в дифференциальной форме [3, 6]:

$$\begin{cases} a = F_{1D} - F_{2D} - F_H - F_{\text{тр}} / m \\ dv = a \cdot dt \\ dx = v \cdot dt \end{cases} \quad (3)$$

где a — ускорение поршня (m/c^2); F_{1D} — сила, действующая на эффективную поверхность поршня со стороны бесштоковой камеры, H ; F_{2D} — сила, действующая на эффективную

поверхность поршня со стороны бесштоковой камеры, H ; F_H — пассивная сила нагрузки на привод, H ; $F_{\text{тр}}$ — суммарная пассивная сила трения, действующая против движения штока, H ; m — масса груза, $кг$; $\frac{dx}{dt}$ — дифференциал скорости поршня, m/c ; $\frac{dx}{dt}$ — дифференциал координаты поршня, m .

Также необходимо учесть соударение поршня о крышку привода при достижении конечного положения. Ускорение при ударе (который будем считать абсолютно упругим ударом) можно рассчитать по закону сохранения энергии. Закон сохранения энергии будет иметь формулировку: приобретенная кинетическая энергия поршнем преобразуется в потенциальную энергию свободного полета

$$\frac{\Delta m \cdot v^2}{2} = \Delta m \cdot a \cdot \Delta l \quad (4)$$

где Δm — единицы массы рабочего тела, $кг$; Δl — длина свободного перемещения поршня, m .

Объединив уравнения (1)–(4) в систему дифференциальных уравнений, а также добавив уравнения изменения объемов занимаемых воздухом при движении поршня можно получить математическую модель описывающую рабочий цикл пневматического цилиндра в динамике.

Задачу численного моделирования пневмоцилиндра можно рассмотреть как моделирование отдельных блоков. Уравнения динамики универсальны к направлению движения штока и среде. Поэтому, разбив систему уравнений на блоки, описывающие механическую и термодинамическую части в отдельности, упростим тем самым разработку модели [4, 9].

Оценка адекватности результатов моделирования динамики движения штока пневматического цилиндра

Для моделирования динамики движения штока пневмоцилиндра с учетом демпфирования была разработана расчетная программа на основе существующей математической модели, разработанной ранее и описанной выше в работе [13]. Для расчетов использовался программный пакет *Maplesoft*, программа *Maple v17.0* и пакет *Microsoft Office 2010* для представления сводных результатов на графиках.

В программе вычисляются термодинамические параметры пневматики (давления, расходы сжатого воздуха) и кинематические параметры механики (усилия, перемещения, скорости и ускорения подвижных элементов).

На рисунке 2 условно обозначены основные параметры, использованные при итерировании динамики цилиндра. Выбран метод «прямоугольников» для численного моделирования. Приняты обозначения при моделировании: P_M — давление в магистрали, $Па$; P_A — давление атмосферное, $Па$; P_{1C} — давление в крышке бесштоковой стороны, $Па$; P_{1S} — давление в гильзе бесштоковой стороны, $Па$; P_{2C} — давление в крышке штоковой стороны, $Па$; P_{2S} — давление

Таблица 1 — Конструктивные параметры пневмоцилиндра

Диаметр поршня, мм	Диаметр штока, мм	Диаметр демпфирующей втулки, мм	Паразитный объем полости гильзы, см ³	Паразитный объем полости крышки, см ³
32 Длина хода штока, мм	12 Длина демпфирования бесштоковой стороны, мм	20 Длина демпфирования штоковой стороны, мм	6,1 Диаметр отверстия проходного канала, мм	30,47 Диаметр конуса, введенного в проходной канал, мм
50—500	12	17	4	1

Таблица 2 — Параметры пневматической магистрали

Избыточное давление в магистрали, МПа	Объемный расход линии наполнения, л/мин	Объемный расход линии опорожнения, л/мин	Атмосферное давление, бар	Абсолютная температура воздуха, К	Плотность воздуха, кг/м ³
0,3—1,2	50—1600	50—1600	1,013225	310	1,2041

Таблица 3 — Параметры нагрузки пневмоцилиндра

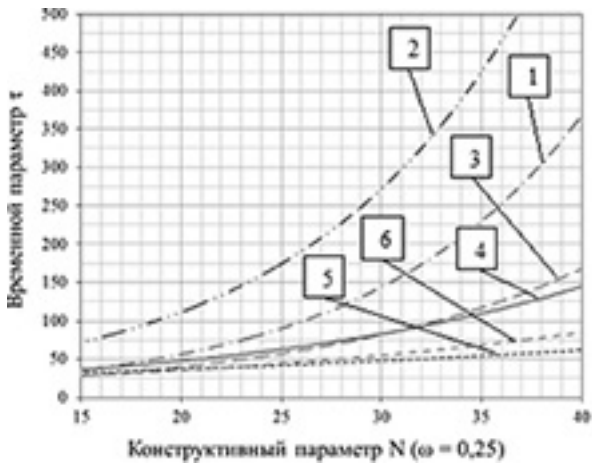
Приведенная масса нагрузки к штоку привода, кг	Приведенная сила сопротивления движению штока привода, Н	Приведенная сила трения к штоку привода в состоянии покоя, Н	Приведенная сила трения к штоку привода в состоянии движения, Н	Коэффициент силы внутреннего трения, Н/Мм
3—53	50	2	8	0,2

в гильзе штоковой стороны, Па; Q_{IN} — расход сжатого воздуха на входе в пневмоцилиндр, м³/с; Q_{OUT} — расход сжатого воздуха на выходе из пневмоцилиндра, м³/с; Q_{1MC} — расход между магистралью и крышкой бесштоковой стороны, м³/с; Q_{1CS} — расход между крышкой и гильзой бесштоковой стороны, м³/с; Q_{1SD} — расход между гильзой и каналом демпфирования бесштоковой стороны, м³/с; Q_{2MC} — расход между магистралью и крышкой штоковой стороны, м³/с; Q_{2CS} — расход между крышкой и гильзой штоковой стороны, м³/с; Q_{2SD} — расход между гильзой и каналом демпфирования штоковой стороны, м³/с; M — масса нагрузки (кг); X — координата смещения поршня, м; V — скорость движения поршня, м/с; A — ускорение движения поршня, м/с²; F — эффективная сила на штоке, Н.

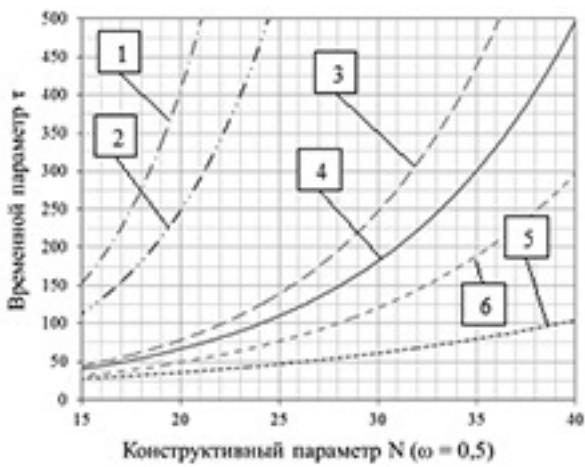
При моделировании принят ряд допущений. В качестве текущего положения поршня при перерасчете давлений и расхода в камерах использовалось положение, рассчитанное на предыдущей операции. Объемы

паразитных полостей (на принципиальной схеме не показаны) рассчитаны по чертежам типового цилиндра с параметрами, указанными в таблице 2. Изменения температуры окружающей среды не учитывались. Процессы в модуле считаются адиабатическими, но нагревание или охлаждение воздуха в цилиндре и эффект, оказываемый от этого на выдвигание или втягивание, также не учитывался, а температура была задана как константа. Изменение плотности воздуха в сечении цилиндра, вызванное сжатием или расширением, учитывалась как плотность, соответствующая среднему давлению (между камерой входа и выхода) по сравнению с нормальными атмосферными условиями. Пассивная сила трения задана как зависимая от скорости движения поршня [10].

В таблицах 1–3 приведены исходные данные для моделирования динамики движения штока пневмоцилиндра двустороннего действия. Параметры давления



а)



б)



в)

Рисунок 3 – Зависимости относительного времени τ прямого хода двухстороннего пневмоцилиндра от конструктивного параметра N при различной нагрузке η и соотношений расхода ω

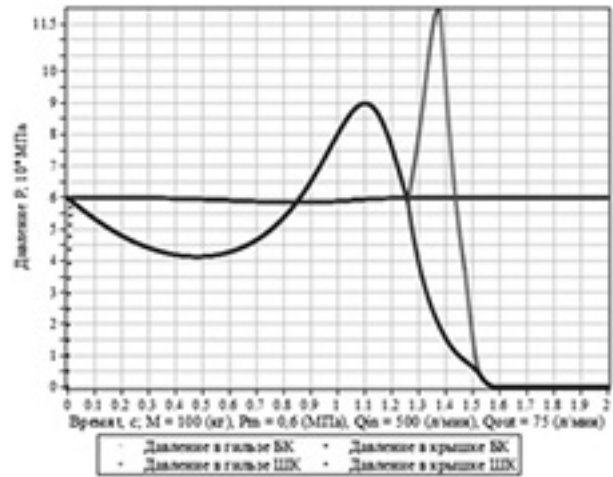


Рисунок 4 — Графики изменения давлений в камерах пневмоцилиндра от времени при выдвигении штока

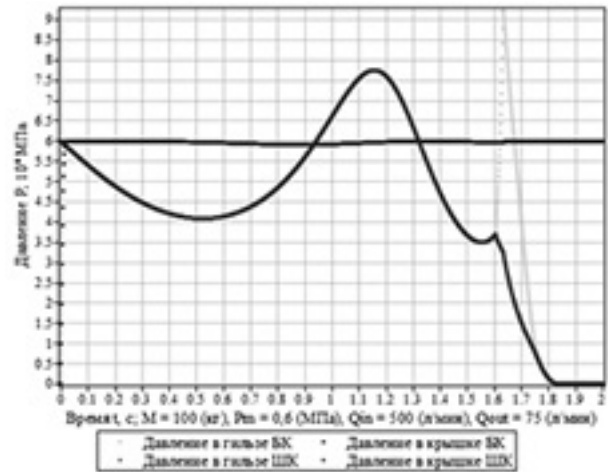


Рисунок 5 — Графики изменения давлений в камерах пневмоцилиндра от времени при втягивании штока

в магистрали, расхода на выходе из цилиндра, а также приведенной массы к штоку в таблицах 2, 3 варьируются для определения влияния внешних условий на динамику пневмоцилиндра. Параметр расхода приводится для нормальных условий. На рисунке 3 (а, б и в) представлены сводные графики, дающие зависимость между конструктивным параметром привода N и безразмерным временем перемещения τ поршня при различной нагрузке η и соотношений расхода при наполнении и выхлопе ω .

Параметр нагрузки η имеет физический смысл — перегруженности пневматического привода ($\eta = 0..1$ — нагрузка ниже грузоподъемности, $\eta > 1$ — привод перегружен).

Конструктивный параметр N определяется следующим образом [3]:

$$N = \frac{\mu \cdot f_1}{S_1} \cdot \left(\frac{2 \cdot m \cdot R_A \cdot T_1 \cdot k}{P_M \cdot S_1 \cdot x \cdot (k-1)} \right)^{1/2}$$

где f_1 — площадь условного прохода наполняющей трубки, m^2 ; S_1 — эффективная площадь поверхности поршня, m^2 ;

R_A — газовая постоянная, для воздуха $R_A = 286,552 \text{ Дж/кг К}$;
 x — ход штока, мм.

Временной безразмерный параметр τ определяется следующим образом [3]:

$$\tau = t_{\Pi} \cdot \left(\frac{P_M \cdot S_1}{m \cdot x} \right)^{1/2} \cdot N$$

где t_{Π} — длительность хода штока, с.

Изменение параметра N получено путем варьирования длины хода X и регулирования встроенного дросселя, а это естественно изменило полное время выдвигания штока пневмоцилиндра. Последний параметр и конструктивный параметр N повлияли на временной параметр τ .

Выполнив пересчет параметров переходного процесса выдвигания пневматического цилиндра для различной длины хода штока, получим ряд точек зависимостей временного параметра τ от конструктивного параметра N .

На рисунках 3 очевидно явное смещение моделируемых зависимостей от найденных в справочнике [3], что можно объяснить сильным влиянием изменения температуры сжатого воздуха во время демпфирования или несовершенством выбранного метода численного моделирования.

Форма кривых на рисунках 3 в целом соответствует справочному виду. Кривизну формы зависимостей, с резким уменьшением временного параметра для увеличения конструктивного, можно объяснить нерассмотренным влиянием жидкостного трения на динамику привода.

Участки кривых, параллельные оси абсцисс, характерные для экспериментальных результатов на моделированных зависимостях отсутствуют. Такие участки показывают равномерность скорости штока при выдвигании или втягивании.

На рисунках 4 и 5 показаны зависимости давлений в камерах пневмоцилиндра при выдвигании и втягивании штока, для определенных значений длины хода штока, массы груза, давления в магистрали, расходу на выходе и входе в пневмоцилиндр.

Встроенный регулируемый демпфер был настроен при выдвигании и втягивании на довольно медленное торможение, что повлияло на перепад давлений в зоне демпфирования. Колебания давлений отразились на качестве хода штока и привели к прерывистому движению. На практике такой эффект замечается не редко. Так как для выхода сжатого воздуха имеется достаточно малое проходное сечение, то давление увеличивается с уменьшением занимаемого пространства, ведь поршень продолжает движение.

На рисунке 3: 1 — моделируемая характеристика для $\eta = 0.7$; 2 — справочная зависимость для $\eta = 0.7$; 3 — моделируемая характеристика для $\eta = 0.4$; 4 — справочная зависимость для $\eta = 0.4$; 5 — моделируемая характеристика для $\eta = 0.1$; 6 — справочная зависимость для $\eta = 0.1$.

На рисунках 4 и 5 также можно заметить, что возможен

срыв уплотнений установленных в пневмоцилиндре, ввиду такого высокого давления. Именно поэтому является не рациональным подбирать слишком малое проходное сечение проходного канала, с помощью встроенного демпфера.

Во время основного хода постоянное давление в камерах показывает равномерное движение штока с относительно постоянной скоростью.

Участки с постоянным уровнем давления в полостях пневмоцилиндра характерны для движения штока с постоянной скоростью. Как уже стало известно, установка дросселя на выходе модуля способствует увеличению коэффициента полезного действия. Сила на штоке пневмоцилиндра постоянна, при постоянной скорости, а не уменьшается при отсутствующем разгоне [3].

Выводы

Разработана уточненная математическая модель, позволяющая иллюстрировать процесс динамики выдвигания либо втягивания штока пневматического цилиндра двухстороннего действия с учетом демпфирования.

По результатам сравнения моделируемых и экспериментальных характеристик проверена адекватность модели. Известные коэффициенты позволяют определить время выдвигания, втягивания штока пневмоцилиндра с погрешностью.

Результаты имитационного моделирования позволяют определять рациональные параметры ручной настройки жесткого демпфера встроенного в крышку привода. При этом таких параметров, при которых демпфирование происходит с минимальной скоростью обеспечивающей максимально возможную производительность.

Литература

1. Донской, А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учебное пособие / А.С. Донской. — СПб, 2009. — 121 с.
2. Герц, Е.В. Динамика пневматических приводов машиноавтоматов / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. — М.: Машиностроение, 1964. — 236 с.
3. Герц, Е.В. Расчет пневмоприводов: справочное пособие / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
4. Носков, Е.И. Блочное моделирование пневмопривода / Е.И. Носков, А.С. Донской, А.Н. Склиаревский // VI Всерос. конф. «Актуальные проблемы машиностроения»: 25—27 марта 2014 г. — Самара: Самарский научный центр РАН, 2014. — Том 1(2). — С. 484—489.
5. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / под общей ред. Е.В. Герц. — М.: Машиностроение, 1981. — 408 с.
6. Савельев, И.В. Курс общей физики. В 3 томах. Том 1. Механика. Молекулярная физика: учебное пособие / главная редакция физико-математической литературы, 1982. — 432 с.

7. Festo. Selected products. First edition: Catalog/ Festo AG & Co. — KG P.O. Box, 73726 Esslingen, Rüter Strasse 82, 73734 Esslingen, Germany. — 2012. — 140 p.

8. SMC. All products/ SMC Corporation of America. — 2009. — 187 p.

9. Rahmat, M.F. Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system / M.F. Rahmat, N.H. Sunar, Sy Najib Sy Salim, Mastura Shafinaz Zainal Abidin, A.A. Mohd Fauzi, Z.H. Ismail // International journal on smart sensing and intelligent systems — 2011. Vol. 4, №4. — P. 630—661.

10. Tran, X.B. Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders/ Xuan Bo Tran, Hideki Yanada // Intelligent control and automation — 2013. Vol. 4. — P. 180 — 190.

References

1. Donskoy, A.S. Mathematical modeling of pneumatic actuators: a tutorial / A.S. Donskoy. — SPb.: Publishing House of the Polytechnic University, 2009. — 121 p.

2. Hertz, E.V. Dynamics of pneumatic actuators automatsmachine/ E.V. Hertz, G.V. Kreynin. — M.: Engineering, 1964. — 236 p.

3. Hertz, E.V. Calculation of pneumo actuators: handbook/ E.V. Hertz, G.V. Kreynin. — M.: Engineering, 1975. — 272 p.

4. Noskov, E.I. Block modeling of actuators/ E.I. Noskov, A.S. Donskoy, A.N. Sklyarevskiy // VI All-Russian Conference "Actual problems of mechanical engineering": 25—27 March 2014 — Samara: Samara Scientific Center of Russian Academy of Sciences, 2014. — Volume 1 (2). — С. 484—489.

5. Pneumatic devices and systems engineering: directory/ under the general editorship. E.V. Hertz. — M.: Engineering, 1981. — 408 p.

6. Savelyev, I.V. General physics course. In three volumes. 1. Mechanics. Molecular Physics: educational/ main edition of the physical and mathematical literature, 1982. — 432 p.

7. Festo. Selected products. First edition: Catalog / Festo AG & Co. — KG P.O. Box, 73726 Esslingen, Rüter Strasse 82 73734 Esslingen, Germany. — 2012. — 140 p.

8. SMC. All products / SMC Corporation of America. — 2009. — 187 p.

9. Rahmat, M.F. Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system / MF Rahmat, N.H. Sunar, Sy Najib Sy Salim, Mastura Shafinaz Zainal Abidin, AA Mohd Fauzi, Z.H. Ismail // International journal on smart sensing and intelligent systems — 2011. Vol. 4, №4. — P. 630661.

10. Tran, X.B. Dynamic friction behaviors of pneumatic cylinders / Xuan Bo Tran, Hideki Yanada // Intelligent control and automation — 2013. Vol. 4. — P. 180—190.

Надійшла 23.09.2014 року

УДК 62-522.7

Числове моделювання динаміки пневматичного циліндра з керованим дросельним демпфруванням

Д.В. Ковриженко

На основі досягнень сучасної техніки пневмоавтоматики для пневматичного циліндра двосторонньої дії визначено задачу удосконалення принципу демпфрування поршня. Уточнено математичну модель циліндра, що дозволяє імітувати динаміку руху поршня під дією навантаження з урахуванням регульованого вручну пневматичного демпфера. Дане уточнення зокрема є науковою новизною даної роботи. Математична модель будується на основі основних законів термодинаміки і механіки. У якості критерія адекватності служить ступінь наближення модельованих параметрів до експериментальних даних, взятих з довідника. Припущення, зроблені у даній роботі, повинні знизити адекватність мінімально. Моделювання базується на чисельному ітеруванні системи диференціальних рівнянь, розв'язуваної методом прямокутників. Результати моделювання динаміки проаналізовано, а також наведено умови подальшого застосування розрахунків.

Ключові слова: пневматичний, автоматика, дросель, модель, тиск, адекватність.

UDC 62-522.7

Numerical modeling of the pneumatic cylinder with controlling throttle damping

D.V. Kovryzhenko

On the basis of the achievements of modern technology for pneumatic double acting pneumatic cylinder allocated the task of improving the damping piston principle. Refined mathematical model of the cylinder, allowing to simulate the dynamics of motion of the piston under load with the manually controlled pneumatic damper. The clarification in particular is a scientific novelty of this work. The mathematical model is based on the basic laws of thermodynamics and mechanics. As a criterion of adequacy is the degree of approximation of model parameters to experimental data taken from the science journals. The assumptions made in this paper should low adequacy as minimum as it possible. Simulation base on numerical iteration of the system of differential equations to be solved by the method of rectangles. The results of modeling the dynamics are analyzed and presented further application conditions used calculations.

Key words: pneumatic, automatic, throttle, model, pressure, adequacy.