



Общероссийский математический портал

В. И. Ивлев, С. Ю. Мисюрин, Н. Ю. Носова, Следящий пневмопривод робота с компенсацией взаимовлияния движений степеней подвижности,
Вестн. Удмуртск. ун-та. Матем. Мех. Компьют. науки, 2018, том 28, выпуск 2, 231–239

<https://www.mathnet.ru/vuu634>

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением
<https://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.14.85

22 мая 2025 г., 10:03:37



УДК 621.525

© В. И. Ивлев, С. Ю. Мисюрин, Н. Ю. Носова

СЛЕДЯЩИЙ ПНЕВМОПРИВОД РОБОТА С КОМПЕНСАЦИЕЙ ВЗАИМОВЛИЯНИЯ ДВИЖЕНИЙ СТЕПЕНЕЙ ПОДВИЖНОСТИ¹

Представлены результаты исследования работоспособности следящего пневмопривода руки робота с опорной моделью в контуре управления для компенсации взаимовлияния движений различных степеней подвижности, которые могут проявляться в виде силовых и параметрических возмущений, искажающих заданный закон движения. Проведены математическое моделирование следящего пневмопривода линейного перемещения руки робота, работающего в цилиндрической системе координат, а также натурные испытания привода с предложенной системой управления. Полученные результаты показывают удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных и возможность частичной компенсации влияния силовых возмущений на заданный закон движения привода.

Ключевые слова: следящий пневмопривод, пропорциональный пневмораспределитель, опорная модель.

DOI: [10.20537/vm180209](https://doi.org/10.20537/vm180209)

Линейные пневматические приводы (на базе пневмоцилиндров) получили массовое применение в промышленности, в основном для автоматизации различных технологических процессов. Это обусловлено их определенными преимуществами перед электромеханическими и гидравлическими приводами, такими как высокое быстродействие, пожаро- и взрывобезопасность, способность работать в запыленных и агрессивных средах, простота и надежность конструкции, относительно низкая стоимость. Для определенных видов производств указанные преимущества пневмоприводов могут оказаться решающими, несмотря на низкую энергоэффективность и ряд других недостатков. В основном нашли применение пневмоприводы с цикловой системой управления, когда позиционирование осуществляется в двух крайних точках хода по механическим упорам, а средняя скорость привода и его безударная остановка обеспечиваются настройкой давления питания, входными и выхлопными дросселями, встроенными демпферами.

Организация работы пневмопривода в следящем режиме, с возможностью позиционирования в любой промежуточной точке хода, а также отработки заданного закона движения, представляет собой более сложную задачу. В первую очередь это обусловлено значительной сжимаемостью воздуха, как рабочего тела (при давлении заводской пневмосети 0.6-0.8 МПа), и относительно большими силами трения в поршневых и штоковых уплотнениях пневмоцилиндра (по отношению к движущей силе). Малая жесткость привода может приводить к существенному влиянию внешних силовых возмущений на точность его работы. Например, на рис. 1 представлен промышленный робот с пневмоприводами всех основных степеней подвижности, работающий в цилиндрической системе координат: выдвигание руки, поворота механизма руки и подъема поворотной платформы. При одновременном движении руки и поворотной платформы на подвижные массы механизма руки действуют центробежные силы, зависящие от текущей угловой скорости и положения центра масс руки. Кроме того, из-за кориолисовых сил возникает дополнительная нагрузка в шариковых направляющих, приводящая к изменению сил трения. В свою очередь, движение руки приводит к изменению момента инерции механизма поворота. Таким образом, взаимовлияние приводов механизмов выдвигания руки и ее поворота сводится к силовым и параметрическим возмущениям, воздействующим на соответствующие приводы.

¹Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 16-29-04401-офи-м) и при поддержке Программы повышения конкурентоспособности НИЯУ МИФИ (договор № 02.a03.21.0005).

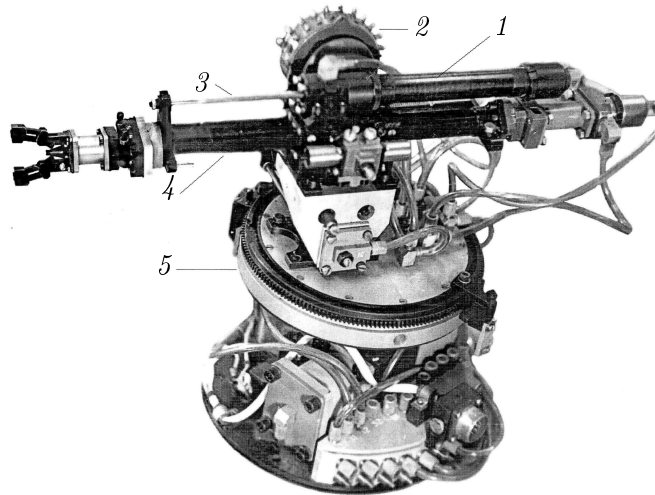


Рис. 1. Макет следящего пневмопривода руки робота: 1 — пневмоцилиндр, 2 — датчик положения, 3 — шток, 4 — корпус механизма руки, 5 — поворотная платформа

Для управления пневмоприводом в следящем режиме наиболее часто используются ПИД-регулятор и его разновидности [1]. Для получения требуемого качества переходного процесса и точности позиционирования вместе с линейным ПИД-регулятором используют дополнительные обратные связи по ускорению или перепаду давлений в полостях пневмоцилиндра. Также рассматриваются и более экзотические подходы, где в дополнение к ПИД-регулятору используются схемы, осуществляющие подстройку параметров регулятора (коэффициентов усиления в обратных связях) с использованием алгоритмов адаптивного управления [2], нечеткой логики (фуззи-логики) [3] или нейронной сети [4]. Основным недостатком этого подхода связан с большим объемом вычислений, которые надо проводить в реальном масштабе времени, и, соответственно, высокими требованиями по быстродействию к используемым процессорам. Применение нелинейных регуляторов [5], которые, как правило, обеспечивают более высокое быстродействие, требуют дополнительных мер по обеспечению устойчивости процесса управления.

§ 1. Схема управления с опорной моделью

В данной работе рассматривается система управления следящим пневмоприводом с ПД-регулятором и дополнительной опорной моделью в контуре управления. Ниже на простом примере линейной системы 2-го порядка будет проиллюстрировано функционирование опорной модели, а далее будет продемонстрирована ее работоспособность при расчете детализированной математической модели следящего пневмопривода, а также на макете следящего пневмопривода руки робота, показанного на рис. 1.

На рис. 2 показана структурная схема управления системой 2-го порядка с опорной моделью. Объект управления описывается уравнением

$$a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} + a_3 x = b_1 U_3 + b_2 P, \quad (1)$$

где a_i и b_i — коэффициенты, определяемые через параметры конкретной системы, U_3 — задающий сигнал на входе, x — координата выходного звена (перемещение), P — внешнее силовое воздействие, действующее на выходное звено. В качестве опорной модели была выбрана система, описываемая уравнением $\dot{y} + k_2 y = U_3$. Величина k_2 выбирается из условия получения желаемого переходного процесса с учетом физических ограничений, определяемых реальным объектом, в первую очередь по быстродействию.

В соответствии со схемой на рис. 2 для опорной модели можно записать так:

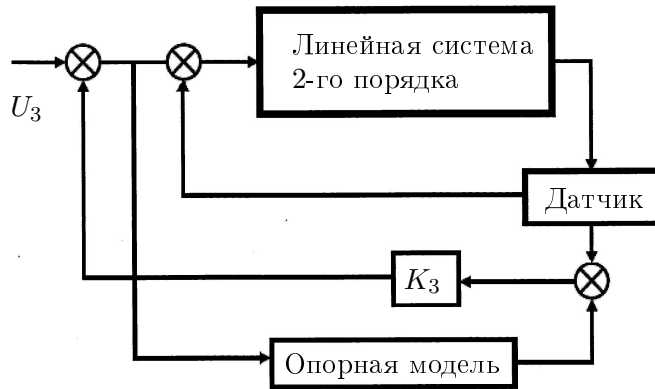


Рис. 2. Схема, иллюстрирующая включение опорной модели

$$\dot{y} + k_2 y = U_3 + U_4, \quad U_4 = k_3 (y - x). \tag{2}$$

После объединения (1) и (2) в соответствии со схемой на рис. 2 получим

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \ddot{x} \left[1 + \frac{k_2 - k_3}{a_1} \right] + \dot{x} \left[\frac{a_3 + b_1 k_3}{a_1} + k_2 - k_3 \right] + x \left[\frac{(k_2 - k_3)(a_3 + b_1 k_3) + b_1 k_3^2}{a_1} \right] = \\ = \left[b_1 k_3 + b_1 (k_2 - k_3) \right] U_3 + b_1 \dot{U}_3 + b_2 P (k_2 - k_3) + b_2 \dot{P}. \end{aligned} \tag{3}$$

Как видно из (3), при $k_2 = k_3$ исключается влияние силового возмущения P , однако остается влияние производной. Следовательно, свойство подавления силовых возмущений для рассматриваемой схемы должно сильнее проявляться для медленно меняющихся возмущений.

§ 2. Экспериментальный стенд

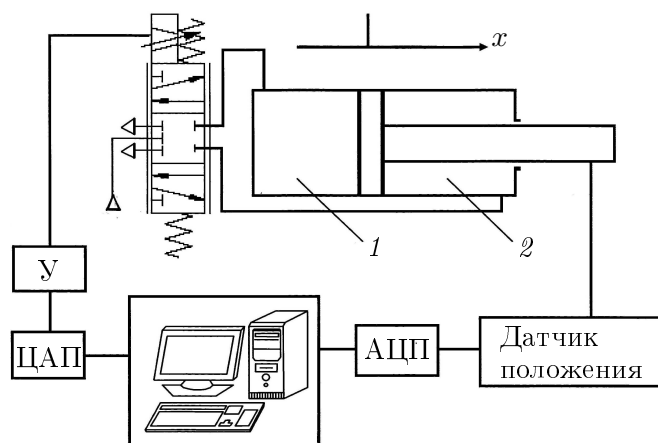


Рис. 3. Схема экспериментального стенда: АЦП и ЦАП — соответственно аналого-цифровой и цифроаналоговый преобразователи, У — усилитель

Проверка работоспособности предлагаемой схемы управления с опорной моделью проводилась на механизме выдвижения руки робота, показанного на рис. 1. Структурная схема

следящего пневмопривода показана на рис. 3. Пневмоцилиндр двухстороннего действия имеет диаметр 0.016 м, ход — 0.15 м, диаметр штока — 0.004 м, масса подвижных частей — 0.547 кг. В качестве пневмораспределителя использовался пропорциональный 5/3 клапан Festo МРУЕ – 5 1/8 HF-010В. Датчик обратной связи по положению — круговой потенциометр (блок питания датчика не показан). Алгоритмы управления с обратной связью по положению и скорости (ПД — регулятор), а также опорная модель реализуются на ПК (процессор Intel Core 2 DUO; 2.4 ГГц) с помощью карточки сбора PCL – 812 PG с 12-разрядным аналого-цифровым преобразователем. Программа управления кодируется на языке С. Внешнее силовое возмущение на привод руки имитировалось с помощью дополнительного пневмоцилиндра, установленного соосно с основным на отдельной стойке (на схеме не показан). Нагружающий пневмоцилиндр может создавать нагрузку в любой промежуточной точке хода основного цилиндра, а его питание сжатым воздухом осуществлялось через отдельный редуционный клапан.

§ 3. Математическая модель пневмопривода

Модель включает в себя уравнения, описывающие функционирование его основных компонентов. Пневмоцилиндр описывается уравнениями, определяющими процессы изменения давления и температуры сжатого воздуха в его полостях, полученными соответственно на основе закона сохранения энергии и уравнения состояния идеального газа в дифференциальной форме [6], а также уравнением движения поршня и связанных с ним подвижных масс. Для полости 1 уравнения, описывающие изменение давления p_1 и температуру T_1 , можно записать в виде

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{kR}{F_1(x_0 + x)} [T_m G_1^+ - T_1 G_1^-] - \frac{kp_1}{F_1(x_0 + x)} \frac{dx}{dt}, \\ \frac{dT_1}{dt} &= \frac{T_1}{F_1(x_0 + x)} \frac{dx}{dt} + \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} - \frac{RT_1^2}{p_1 F_1(x_0 + x)} (G_1^+ - G_1^-), \end{aligned}$$

где k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная; F_1 — площадь поршня со стороны полости 1; x_0 — начальная координата поршня, определяющая так называемый «вредный объем» и равная половине полного хода; x — текущая координата поршня, отсчитываемая от середины цилиндра; T_m, p_m — температура и давление воздуха в магистрали; t — время, G_1^+ и G_1^- — расходы сжатого воздуха, соответственно при наполнении полости (+) и при опоражнивании (–) определяются соотношением Сен-Венана–Ванцеля. Например:

$$G_1^+ = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \mu_1 f_{11} \frac{p_m}{\sqrt{RT_m}} \Phi_1^+,$$

где Φ_1^+ — функция расхода, равная $\sqrt{(p_1/p_m)^{2/k} - (p_1/p_m)^{(k+1)/k}}$ при $p_1/p_m \geq 0.528$ и равная 0.259 при p_1/p_m меньше 0.528; μ_1 — коэффициент расхода, учитывающий потери давления на трубопроводе и входном отверстии в цилиндр (в нашем случае принята величина 0.75); f_{11} — эффективная площадь проходного сечения распределителя, соединяющая магистраль с полостью 1 и зависящая от управляющего сигнала на обмотке катушки электромагнитного привода распределителя.

На рис. 4(a) представлена эквивалентная пневматическая схема пропорционального распределителя в виде пневматического моста (по аналогии с электрическим). Она состоит из 4-х переменных пневматических дросселей, определяющих площади проходных сечений каналов, соединяющих полости цилиндра с магистралью или атмосферой. Зависимость величины этих площадей от управляющего сигнала определяется статической характеристикой распределителя (рис. 4(b)), которая строится на основе его расходных характеристик, приведенных в паспортных данных [7]. Анализ работ, посвященных изучению динамических характеристик пропорциональных пневмораспределителей [8, 9], показывает, что его динамические свойства с достаточной степенью точности могут быть учтены с помощью уравнения $\tau_0 \dot{U}_1 + U_1 = U_{bx}$,

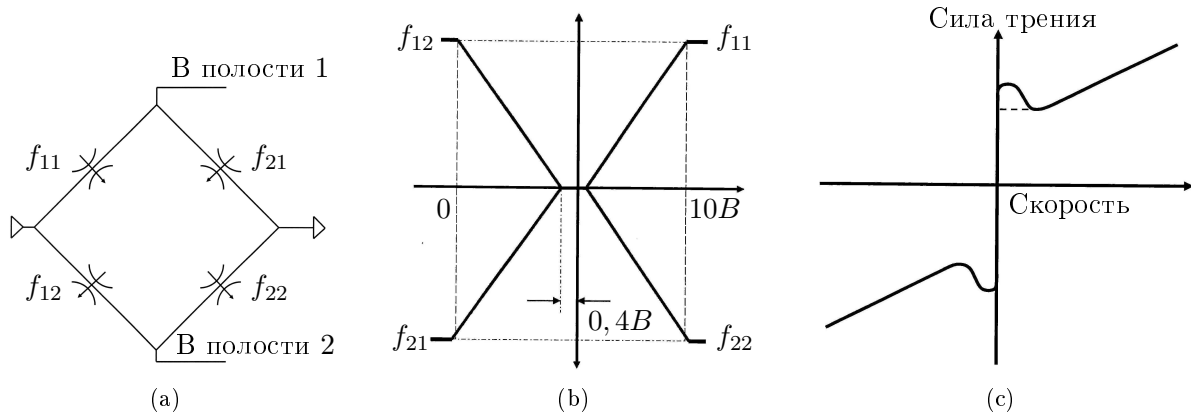


Рис. 4. (а) Эквивалентная схема пропорционального пневмораспределителя; (б) статическая характеристика пропорционального пневмораспределителя; (с) зависимость силы трения от скорости движения

где τ_0 — электромеханическая постоянная времени, определяемая по данным о полосе пропускания данной модели распределителя, равной 95 Гц [7]; U_{bx} — сигнал на входе распределителя. Таким образом, последнее уравнение и статические характеристики, с учетом мертвой зоны, линейной области и области насыщения (см. рис. 4(b)), представляют собой математическую модель распределителя. Аналогично записываются уравнения для давления p_2 и температуры T_2 в полости 2, а также выражения для расходов G_2^+ и G_2^- . Уравнение движения подвижных частей массой m : $m\ddot{x} = F_1p_1 - F_2p_2 - F_t - P$.

Здесь сила трения F_t складывается из величин сил трения в шариковой направляющей, которая практически постоянна, и сил трения в поршневом и штоковом уплотнениях пневмоцилиндра. Величина силы трения в пневмоцилиндре зависит от многих факторов: материалов самих уплотнений и гильзы пневмоцилиндра, качества ее обработки, условий смазывания, скорости движения поршня, давления в полостях. В нашем случае уплотнительные комплексы поршня и штока выполнены на основе полиэтиленовых колец (композиционный материал Turcite 80) и фторопластовых направляющих втулок, что позволяет работать без смазки и обеспечивает плавное начало движения поршня (отсутствует эффект stick-slip). Определение характеристик указанных уплотнений по методике, представленной в [10], показало, что наиболее точно величина силы трения определяется моделью Стрибека [11], которую можно записать в виде

$$F_t = \left[F_c + (F_z - F_c) \exp\left(-\frac{\dot{x}}{v_z}\right)^2 \right] \text{sign } \dot{x} + \dot{x}(c_0 - |\dot{x}| c_1), \tag{4}$$

где F_c — сила трения Кулона, соответствующая минимуму на графике зависимости силы трения от скорости (см. рис. 4(c)); F_z — трение покоя; v_z — скорость Стрибека (скорость, где сила трения минимальна); c_0 и c_1 — коэффициенты вязкого трения.

Для случая $p_m = 0$ было получено: $F_z=0.41$ Н, $F_c=0.38$ Н, $v_z=0.02$ м/с, $c_0=12$ Нс/м. Величину c_1 до скорости 0.25 м/с можно считать равной нулю. При росте давления в полостях величины F_c и F_z увеличиваются на 3–4% на каждую добавленную атмосферу. Расчет силы трения по формуле (4) проводился для среднего давления в полостях. Подробнее о вычислении сил трения в пневмоцилиндре можно посмотреть в [12, 13].

Сигнал управления формировался в ПК как разность задающего сигнала и сигналов обратной связи по положению и скорости. Последний получался дискретным дифференцированием сигнала от датчика положения. Формирование сигнала от опорной модели осуществлялось в соответствии с рис. 2.

§ 4. Результаты расчета и эксперимента

На рис. 5(а) представлены результаты расчета переходного процесса следящего пневмопривода руки робота (рис. 1) для простой системы управления (кривая 1) и системы с опорной моделью (кривая 2) для случая $k_2 = k_3$ при отработке ступенчатого задающего сигнала и силового возмущения $P = 0,1p_m F_1$, внезапно появляющегося в середине хода. Расчеты проводились для значения давления питания $p_m = 0,4$ МПа. Кривые 3 и 4 получены экспериментально, соответственно для простой системы управления и системы с опорной моделью. Видно появление существенной статической ошибки, которая отсутствует в системе с опорной моделью. На рис. 5(б) представлены расчетные кривые переходных процессов для простой

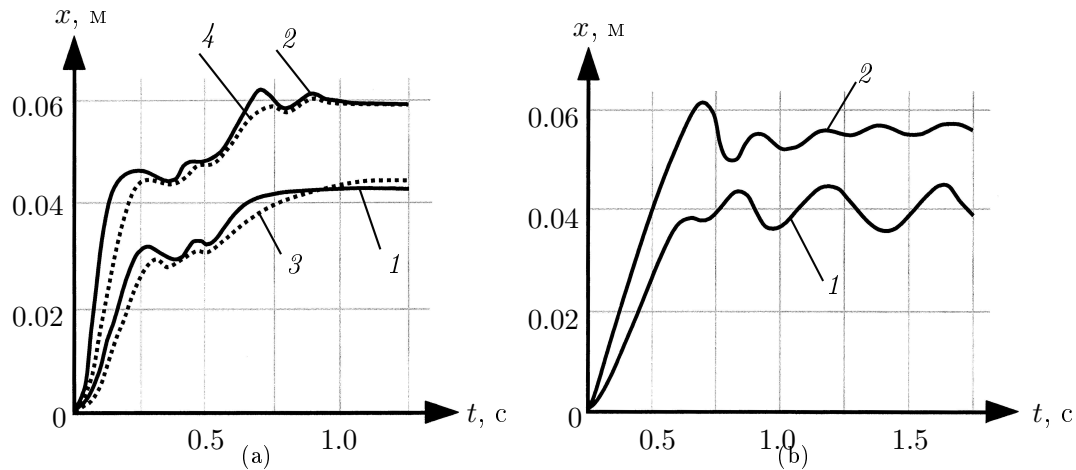


Рис. 5. Переходные процессы следящего пневмопривода

системы (кривая 1) и системы с опорной моделью (кривая 2) при силовом возмущении вида $P = at + P_0 \sin(\omega t)$ ($a = 8$ Н, $P_0 = 3,1$ Н, $\omega = 12$ с⁻¹). В этом случае в системе с опорной моделью появляется ошибка слежения, которая обусловлена зависимостью силового возмущения от времени. Однако величина этой ошибки значительно меньше, чем для системы с простой системой управления.

Для оценки возможности системы с опорной моделью подавлять влияние внешних силовых возмущений вычислим для нее коэффициент сглаживания k_c и сравним его с величиной k_c для простой системы. Коэффициент сглаживания определяется как отношение среднеквадратичного значения помехи на входе к среднеквадратичному значению ошибки выходного сигнала, вызванного помехой $k_c = \sigma_p / \sigma$. Вычисление этого показателя проводилось на основе линеаризованной математической модели следящего пневмопривода. Составлению линеаризованных моделей пневмопривода посвящено достаточно большое количество работ. Мы использовали методику, изложенную в [14]. В виду громоздкости самой процедуры и выражений для коэффициентов линеаризации они здесь не приводятся. Укажем только, что линеаризация исходной модели проводилась при следующих основных допущениях: рассматривался симметричный пневмоцилиндр ($F_1 = F_2$), что позволило вместо двух уравнений для давлений в полостях использовать одно уравнение относительно перепада давлений; процесс истечения сжатого воздуха из полостей рассматривался как адиабатический, что позволило исключить уравнения для температур; сервораспределитель рассматривался как безынерционное звено. В результате следящий пневмопривод с простой системой управления описывался линейным дифференциальным уравнением 3-го порядка, а система с эталонной моделью — 4-го. Эти уравнения позволяют получить выражение для передаточной функции систем по внешнему силовому возмущению $W(p)$.

Рассмотрим случай, когда на шток пневмоцилиндра вдоль оси x (см. рис. 3) действует внешнее силовое возмущение в виде «белого шума» со спектральной плотностью $S(\omega) = N$ при $-\omega_1 \leq \omega \leq \omega_1$ и $S(\omega) = 0$ вне указанного интервала; $\omega_1 = 20$ с⁻¹. Соответственно,

спектральная плотность сигнала перемещения штока от воздействия силового возмущения: $S_1(\omega) = |W(j\omega)|^2 \omega^2 N$ [15]. Среднеквадратичное значение сигнала на выходе:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_1(\omega) d\omega}.$$

Для системы с опорной моделью было получено значение $k_c = 34$, а для простой системы — $k_c = 26.2$, то есть удалось поднять помехоустойчивость системы по отношению к внешним силовым возмущениям на 23 %.

Заключение

Проверка работоспособности системы управления с опорной моделью следящим пневмоприводом промышленного робота, выполненная как экспериментально, так и расчетами по нелинейной математической модели, показала, что удастся существенно снизить влияние медленно меняющихся внешних силовых возмущений на точность работы привода. Рассмотренная система управления с опорной моделью по своему действию похожа на систему с обратной связью по интегралу от текущего рассогласования задающего сигнала и сигнала обратной связи по положению. Однако в нашем случае удастся обеспечить больший запас устойчивости и получить требуемый вид переходного процесса без перерегулирования при сравнимой точности позиционирования.

Дальнейшее направление работ будет связано с изучением возможности использования опорной модели второго порядка и введением дополнительной обратной связи по разности производных выходных сигналов реального объекта и опорной модели. Планируется также оценить возможности такой системы для компенсации влияния параметрических возмущений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Rahmat M.F., Sunar N.H., Salim S.N.S., Abidin M.S.Z., Fauzi A.A.M., Ismail Z.H. Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system // International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems. 2011. Vol. 4. No. 4. P. 630–661.
<http://s2is.org/Issues/v4/n4/papers/paper6.pdf>
2. Andrikopoulos G., Nikolakopoulos G., Manesis S. Adaptive internal model control scheme for pneumatic artificial muscle // Proc. European Control Conference. Zurich, Switzerland. 2013. P. 772–777.
DOI: [10.23919/ECC.2013.6669421](https://doi.org/10.23919/ECC.2013.6669421)
3. Hošovský A., Novák-Marcinčin J., Piteř J., Boržířková J., Žibek K. Model-based evolution of a fast hybrid fuzzy adaptive controller for a pneumatic muscle actuator // International Journal of Advanced Robotic Systems. 2012. Vol. 9. No. 2. DOI: [10.5772/50347](https://doi.org/10.5772/50347)
4. Gong Q. Control of pneumatic servo system based on neural network PID algorithm // Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 457–458. P. 1344–1347.
DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.1344](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.1344)
5. Rao Z., Bone G.M. Nonlinear modeling and control of servo-pneumatic actuators // IEEE Transaction on Control System Technology. 2008. Vol. 16. Issue 3. P. 562–569. DOI: [10.1109/TCST.2007.912127](https://doi.org/10.1109/TCST.2007.912127)
6. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
7. Festo Corporation. Proportional directional control valves МРУЕ. 2017. 10 р.
https://www.festo.com/cat/ru_ru/data/doc_engb/PDF/EN/MPYE_EN.PDF
8. Karpenko M., Sepehri N. Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction // Proceedings of the 2004 American Control Conference. 2004. Boston, Massachusetts, USA. P. 5078–5083. DOI: [10.23919/ACC.2004.1384656](https://doi.org/10.23919/ACC.2004.1384656)
9. Ali H., Noor S., Bashi S.M., Marhaban M.H. Mathematical and intelligent modeling of electropneumatic servo actuator systems // Australian Journal of Basic and Applied Science. 2009. Vol. 3. Issue 4. P. 3662–3670. <http://www.ajbasweb.com/old/ajbas/2009/3662-3670.pdf>
10. Kirkegaard K., Shamban W. Non-labricated pneumatic sealing systems // Preprint 9 Aachener Fluidtechnisches Kolloquium. 1990. P. 77–98.
11. Schindele D., Aschemann H. Adaptive friction compensation based on the LuGre model for a pneumatic rodless cylinder // 2009 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics. 2009. Porto, Portugal. P. 1432–1437. DOI: [10.1109/IECON.2009.5414726](https://doi.org/10.1109/IECON.2009.5414726)

12. Trentini R., Campos A., Silveira A. da S., Espindola G. Identification of friction effects in a linear positioning servo pneumatic system // *Ciência & Engenharia*. 2013. Vol. 22. No. 1. P. 97–101. DOI: [10.14393/19834071.2013.22402](https://doi.org/10.14393/19834071.2013.22402)
13. Beater P. *Pneumatic Drives. System design, Modelling and Control*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. XIV, 324 p. DOI: [10.1007/978-3-540-69471-7](https://doi.org/10.1007/978-3-540-69471-7)
14. Wang J., Kotta Ü., Ke J. Tracking control of nonlinear pneumatic actuator systems using static state feedback linearization of the input-output map // *Proc. Estonian Acad. Sci. Phys. Math.* 2007. Vol. 56. Issue 1. P. 47–66. http://www.kirj.ee/public/Phys_Math/2007/issue_1/phys-2007-1-4.pdf
15. Свешников А.А. *Прикладные методы теории случайных функций*. Л.: Судпрогиз, 1961. 243 с.

Поступила в редакцию 28.05.2018

Ивлев Владимир Исаакович, к. т. н., старший научный сотрудник, Институт машиноведения им. А. А. Благодрава РАН, 101990, Россия, г. Москва, Мал. Харитоньевский пер., 4.
E-mail: 6805158@mail.ru

Мисюрин Сергей Юрьевич, д. ф.-м. н., Директор, Институт интеллектуальных кибернетических систем, Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», 115409, Россия, г. Москва, Каширское шоссе, 31; заведующий лабораторией, Институт машиноведения им. А. А. Благодрава РАН, 101990, Россия, г. Москва, Мал. Харитоньевский пер., 4.
E-mail: ssmmrr@mail.ru

Носова Наталья Юрьевна, младший научный сотрудник, Институт машиноведения им. А. А. Благодрава РАН, 101990, Россия, г. Москва, Мал. Харитоньевский пер., 4; инженер, Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ», 115409, Россия, г. Москва, Каширское шоссе, 31.
E-mail: natahys@mail.ru

V. I. Ivlev, S. Yu. Misyurin, N. Yu. Nosova

Servopneumatic actuator of a robot with compensation for the mutual influence of movements of the degrees of mobility

Citation: *Vestnik Udmurtskogo Universiteta. Matematika. Mekhanika. Komp'yuternye Nauki*, 2018, vol. 28, issue 2, pp. 231–239 (in Russian).

Keywords: servopneumatic actuator, proportional pneumatic valve, reference model.

MSC2010: 00A06

DOI: [10.20537/vm180209](https://doi.org/10.20537/vm180209)

This paper presents the results of investigation of the working capacity of a servopneumatic actuator with a reference model in the control system. This control scheme is used to compensate for the mutual influence of movements of various degrees of mobility in industrial robots in the form of force and parametric perturbations. Mathematical modeling and a full-scale test of the servopneumatic actuator with a reference model in the control system are carried out. The mathematical model contains thermodynamical pressure and temperature differential equations of compressed air state in pneumatic cylinder chambers; logical relationships determining the conditions for connection of the chambers with a feed line or atmosphere; equations describing the dynamics of the servovalve; equations of mechanical force balance on the cylinder shaft and relationships describing the control system. The results obtained show a satisfactory agreement between the calculated and experimental data and the possibility of partial compensation for the influence of the force perturbations on the motion of the servopneumatic actuator. Based on the linearized mathematical model, the smoothing coefficient was calculated with respect to external force disturbances. The control system with a reference model in the control loop makes it possible to increase the noise immunity by 23% in comparison with the conventional control system.

REFERENCES

1. Rahmat M.F., Sunar N.H., Salim S.N.S., Abidin M.S.Z., Fauzi A.A.M., Ismail Z.H. Review on modeling and controller design in pneumatic actuator control system, *Intern. Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems*, 2011, vol. 4, no. 4, pp. 630–661. <http://s2is.org/Issues/v4/n4/papers/paper6.pdf>

2. Andrikopoulos G., Nikolakopoulos G., Manesis S. Adaptive internal model control scheme for pneumatic artificial muscle, *Proc. European Control Conference*, Zurich, Switzerland, 2013, pp. 772–777. DOI: [10.23919/ECC.2013.6669421](https://doi.org/10.23919/ECC.2013.6669421)
3. Hošovský A., Novák-Marcinčin J., Piteř J., Boržíková J., Žibek K. Model-based evolution of a fast hybrid fuzzy adaptive controller for a pneumatic muscle actuator, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 2012, vol. 9, no. 2. DOI: [10.5772/50347](https://doi.org/10.5772/50347)
4. Gong Q. Control of pneumatic servo system based on neural network PID algorithm, *Applied Mechanics and Materials*, 2014, vol. 457–458, pp. 1344–1347. DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.1344](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.1344)
5. Rao Z., Bone G.M. Nonlinear modeling and control of servo-pneumatic actuators, *IEEE Transaction on Control System Technology*, 2008, vol. 16, issue 3, pp. 562–569. DOI: [10.1109/TCST.2007.912127](https://doi.org/10.1109/TCST.2007.912127)
6. Gerts E.V. *Dinamika pnevmaticheskikh sistem mashin* (Dynamics of pneumatic systems of machines), Moscow: Mashinostroenie, 1985, 256 p.
7. Festo Corporation. Proportional directional control valves MPYE. 2017. 10 p. https://www.festo.com/cat/ru_ru/data/doc_engb/PDF/EN/MPYE_EN.PDF
8. Karpenko M., Sepehri N. Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction, *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, 2004, Boston, Massachusetts, USA, pp. 5078–5083. DOI: [10.23919/ACC.2004.1384656](https://doi.org/10.23919/ACC.2004.1384656)
9. Ali H., Noor S., Bashi S.M., Marhaban M.H. Mathematical and intelligent modeling of electropneumatic servo actuator systems, *Australian Journal of Basic and Applied Science*, 2009, vol. 3, issue 4, pp. 3662–3670. <http://www.ajbasweb.com/old/ajbas/2009/3662-3670.pdf>
10. Kirkegaard K., Shamban W. Non-lubricated pneumatic sealing systems, *Preprint. 9 Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, 1990, Aachen, pp. 77–98.
11. Schindele D., Aschemann H. Adaptive friction compensation based on the LuGre model for a pneumatic rodless cylinder, *2009 35th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, 2009, Porto, Portugal, pp. 1432–1437. DOI: [10.1109/IECON.2009.5414726](https://doi.org/10.1109/IECON.2009.5414726)
12. Trentini R., Campos A., Silveira A. da S., Espindola G. Identification of friction effects in a linear positioning servo pneumatic system, *Ciência & Engenharia*, 2013, vol. 22, no. 1, pp. 97–101. DOI: [10.14393/19834071.2013.22402](https://doi.org/10.14393/19834071.2013.22402)
13. Beater P. *Pneumatic drives. System design, modelling and control*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007, XIV, 324 p. DOI: [10.1007/978-3-540-69471-7](https://doi.org/10.1007/978-3-540-69471-7)
14. Wang J., Kotta Ü., Ke J. Tracking control of nonlinear pneumatic actuator systems using static state feedback linearization of the input-output map, *Proc. Estonian Acad. Sci. Phys. Math.*, 2007, vol. 56, issue 1, pp. 47–66. http://www.kirj.ee/public/Phys_Math/2007/issue_1/phys-2007-1-4.pdf
15. Sveshnikov A.A. *Prikladnye metody teorii sluchainykh funktsii* (Applied methods of the theory of random function), Leningrad: Sudprogiz, 1961, 243 p.

Received 28.05.2018

Ivlev Vladimir Isaakovich, Candidate of Engineering, Senior Researcher, Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences, Malyy Khariton'evskii per., 4, Moscow, 101990, Russia.

E-mail: 6805158@mail.ru

Misyurin Sergei Yur'evich, Doctor of Physics and Mathematics, Director, Institute of Cyber Intelligence Systems, National Research Nuclear University MEPhI, Kashirskoe sh., 31, Moscow, 115409, Russia; Head of Laboratory, Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences, Malyy Khariton'evskii per., 4, Moscow, 101990, Russia.

E-mail: ssmmrr@mail.ru

Nosova Natal'ya Yur'evna, Junior Researcher, Mechanical Engineering Research Institute, Russian Academy of Sciences, Malyy Khariton'evskii per., 4, Moscow, 101990, Russia;

Engineer, National Research Nuclear University MEPhI, Kashirskoe shosse, 31, Moscow, 115409, Russia.

E-mail: natahys@mail.ru