

УДК 621.541.1

Моделирование динамических характеристик пневмомускула с учетом волновых процессов рабочей среды

Л.А. Коткас, А.С. Донской, А.А. Жарковский, Н.А. Журкин

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Pneumomuscle dynamic characteristics simulation taking into account the working medium wave processes

L.A. Kotkas, A.S. Donskoy, A.A. Zharkovskij, N.A. Zhurkin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Существует много математических моделей пневмомускула, позволяющих определять динамические характеристики (сокращение оболочки, скорость течения рабочей среды и изменение его давления) с достаточной точностью. Однако при включении пневмомускула в состав следящей или позиционной системы необходимо учитывать дополнительные факторы в режимах с высокими частотами управляющей пневмоаппаратуры, которые вызваны волновыми процессами рабочей среды, возникающими в оболочке. Разработанные ранее модели пневмомускула построены на стандартных уравнениях изменения расхода и давления рабочей среды в пневматических системах, вследствие чего не позволяют оценить влияние указанных факторов. Предложена модель динамических характеристик пневмомускула с учетом волновых процессов, построенная с помощью обыкновенных дифференциальных уравнений. Выполнено сравнение результатов моделирования по предложенной модели и данных, полученных с помощью ранее разработанной модели. В ходе сравнения выявлены существенные расхождения между ними (более 100 % в отдельных случаях). Созданная модель повышает точность оценки влияния процессов, происходящих в оболочке пневмомускула, на динамические характеристики, что является важным на этапе проектирования позиционной системы на базе пневмомускулов.

EDN: YCMYTO, <https://elibrary/ycmyto>**Ключевые слова:** динамические характеристики пневмомускула, позиционный пневмопривод, волновые процессы, позиционная система управления

The multiple existing mathematical models of a pneumomuscle are making it possible to determine its dynamic characteristics (shell contraction, working medium flow rate and alteration in its pressure) with sufficient accuracy. However, when including a pneumomuscle as part of a sequent or positional system, it becomes necessary to take into account additional factors in modes with high frequencies of the pneumatic control equipment, as the wave processes arising in the shell working medium cause them. The previously developed pneumomuscle models were built on standard equations describing alterations in the working medium flow rate and pressure in the pneumatic systems. Therefore, they were unable to assess the influence of those factors. The paper proposes a model of the pneumomuscle dynamic characteristics taking into account the wave processes, it is constructed using the ordinary differential equations. Simulation results of the proposed model are compared with data obtained using the previously developed model. The comparison revealed significant differences between them (more than 100% in certain cases). The created model in-

creases accuracy in assessing the influence of processes occurring in the pneumomuscle shell on the dynamic characteristics, which is important at the stage of designing a positional system based on the pneumomuscles.

EDN: YCMYTO, <https://elibrary/ycmyto>

Keywords: pneumomuscle dynamic characteristics, positional pneumatic drive, wave processes, positional control system

Математическому моделированию и промышленному внедрению пневмопривода, построенному на базе пневматических мускулов (ПМ), посвящены публикации многих авторов [1–12]. Однако разработка универсальной модели ПМ, которая учитывает его свойства, структуру и принцип работы, позволяя получить динамические характеристики с высокой точностью, по-прежнему является актуальной задачей.

В работах [1, 7–12] приведены системы уравнений, описывающие статические и динамические характеристики привода мускульного типа, использующие различный подход к моделированию ПМ и обеспечивающие различную точность полученных результатов (от 15 [7] до 2 % [8]).

В публикациях [11, 12] предложены модели, обладающие такими преимуществами перед аналогами, как минимальное количество эмпирических коэффициентов, удобство для инженерных расчетов и универсальность всех типовых размеров ПМ производства компании FESTO (Германия).

В современных работах, посвященных моделированию следящих и позиционных систем на базе ПМ [1–6, 10], исполнительный двигатель рассматривают как систему с сосредоточенными параметрами и строят модели на основе классических уравнений наполнения и опустошения.

Однако ПМ представляет собой объект с распределенными параметрами по длине, поэтому при определенных частотах колебаний давления питания (например, при использовании следящих и позиционных систем с широтно-импульсной модуляцией) в его полости и, следовательно, в точке позиционирования могут возникать резонансные колебания рабочей среды (РС), не учитываемые в известных моделях ПМ. Эти колебания могут вызвать нежелательные вибрации исполнительного органа.

Рассмотрим релейную систему с применением широтно-импульсного модулирования (рис. 1). В этом случае наибольшая опасность появления резонансных колебаний РС возникнет при остановке исполнительного органа в

точке позиционирования.

Цель исследования — разработка математической модели расчета динамических характеристик ПМ с учетом волновых процессов, происходящих в оболочке ПМ вследствие наполнения и опустошения.

Для описания волновых процессов в трубопроводах применяют дифференциальные уравнения в частных производных, которые являются довольно сложными для аналитического решения, что значительно усложняет исследование колебаний РС [13].

Задачу можно упростить, если рассмотреть изменение давления РС в полости ПМ в момент позиционирования, так как в соответствующей точке колебания амплитуды изменения координаты ПМ пренебрежимо малы по сравнению с его длиной. Поэтому можно пренебречь изменением длины ПМ и воспользоваться методикой расчета динамики изменения давления РС на концах трубопровода, приведенной в работах [14, 15].

Особенностью модели является возможность описания процессов обыкновенными

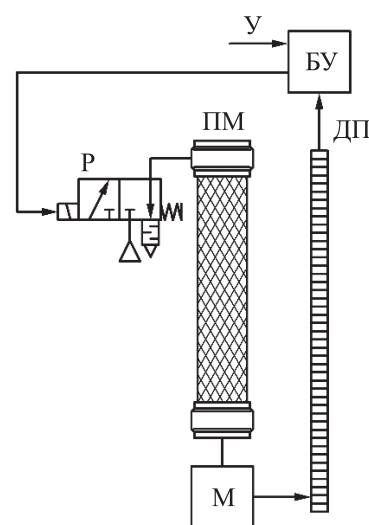


Рис. 1. Структурная схема позиционного пневмопривода мускульного типа с релейным управлением:
БУ — блок управления; Р — гидрораспределитель; М — масса груза; ДП — датчик перемещения

дифференциальными уравнениями. Результаты моделирования с помощью такого подхода подтверждены численными данными отечественных и зарубежных специалистов [16, 17].

Для математического описания волновых процессов на концах оболочки ПМ в точке позиционирования необходимо учесть следующие физические процессы: разгон массы РС внутри оболочки ПМ, сопровождающийся изменением его расхода; изменение массы РС вследствие наполнения и опустошения оболочки, приводящее к изменению давления, плотности и температуры РС в оболочке ПМ; изменение давления РС на концах ПМ в результате распространения волн давления.

Для случая заглушенной на конце оболочки ПМ принята следующая гипотеза: изменение давления РС в начале оболочки определяется разностью между средним по ее длине расходом РС и соответствующими расходами в начале и конце оболочки и объемом, равным половине такового для оболочки.

Рассмотрим процесс движения РС в ПМ с постоянными длиной и диаметром (рис. 2). Введем следующие обозначения: p_m — давление РС в магистрали; $G_{вх}$ и G_1 — массовый расход РС на входе в ПМ и за входом в оболочку; L — текущая длина оболочки ПМ; m — текущая масса РС, заключенного внутри оболочки ПМ; p_1 и p_2 — давление РС в первой и второй половине оболочки ПМ; $G_{ср}$ — средний массовый расход РС в ПМ.

При подаче давления РС p_m на вход ПМ движение его массы m происходит под действием перепада давлений на концах оболочки $\Delta p = p_2 - p_1$. Ввиду разности расходов РС на концах ПМ по отношению к среднему расходу РС происходит изменение его плотности, что проявляется в изменении давления p_2 .

Согласно расчетной схеме, расход РС на конце заглушенной оболочки ПМ будет равен нулю, из-за разности массовых расходов G_1 и $G_{ср}$ изменяется давление РС p_1 , а вследствие изменения расхода РС $G_{ср}$ — давление p_2 .

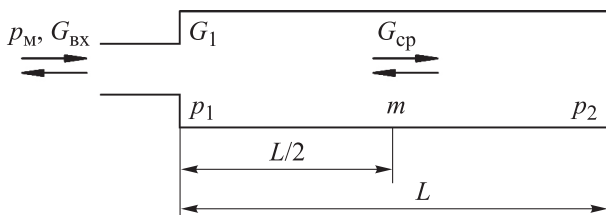


Рис. 2. Расчетная схема ПМ с учетом колебаний РС

Время распространения волны давления в начале переходного процесса определяется выражением

$$t = L_0/c,$$

где L_0 — начальная длина оболочки ПМ; c — скорость звука.

С момента подачи давления РС p_m на вход в оболочку в течение времени $t < L_0/c$ давление РС на концах оболочки будет равно начальному значению p_{20} . Этот период времени характеризуется началом движения всей массы РС с некоторой средней скоростью за счет смещения движения частиц РС на входе в оболочку. При этом скорость течения РС на заглушенном конце оболочки равна нулю, что приводит к сжатию слоев РС.

Через время $t = L_0/c$, когда волна давления достигнет конца оболочки ПМ, начальное давление p_{20} скачкообразно изменится до некоторого значения p_2 и продолжит дальнейшее непрерывное изменение до установившегося значения.

При моделировании приняты следующие допущения: течение РС — одномерное и квазистатическое; процессы изменения состояния РС в оболочке ПМ — изотермические.

Зависимость потерь давления РС на трение $p_{тр}$ внутри ПМ от числа Рейнольдса Re в переходных процессах определяется, как и при установившемся течении РС:

$$p_{тр} = \lambda \frac{(L_0 - x) \rho v^2}{D} \text{sign}(v); \quad (1)$$

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re} & \text{при } Re < 2300; \\ \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} & \text{при } Re > 3000, \end{cases}$$

где λ — коэффициент трения РС; x — сокращение оболочки; D — диаметр оболочки после подачи давления РС; ρ и v — средние по длине оболочки плотность и скорость течения РС.

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 2) и учетом изложенного процесса изменения давления РС уравнение его движения в ПМ имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m v' = p_1 f - p_2^* f - p_{тр} f; \\ p_2^* = \begin{cases} p_{20} & \text{при } t < L_0/c; \\ p_2 & \text{при } t \geq L_0/c, \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

где f — площадь поперечного сечения оболочки ПМ, $f = \pi D_0^2/4$ (D_0 — начальный диа-

метр оболочки); p_2^* — текущее давление РС в конце оболочки.

Для решения системы уравнений (2) установим связь между переменными и средней по длине ПМ скоростью течения РС v с учетом условий на концах оболочки ПМ.

Из условия неразрывности потока РС имеем равенство массовых расходов на входе и за входом в оболочку ($G_{вх} = G_1 = m'$). Изменение массы РС в начале ПМ определяется как

$$m'_1 = G_1 - G_{ср}.$$

Тогда выражение, описывающее изменение давления РС в начале ПМ принимает вид [14]

$$p'_1 = \frac{2RT_M}{V} m'_1 - \frac{p_1}{V} V' = \frac{2RT_M}{V} (G_1 - G_{ср}) - \frac{p_1}{V} V', \quad (3)$$

где R — газовая постоянная; T_M — температура РС в магистрали; V — текущий объем оболочки ПМ,

$$V = f(L_0 - x). \quad (4)$$

Средний массовый расход РС

$$G_{ср} = \rho f v. \quad (5)$$

Учитывая уравнение (4) и то, что $\rho = m/[f(L_0 - x)]$, преобразуем уравнение (5) следующим образом:

$$G_{ср} = \frac{m}{f(L_0 - x)} f(L_0 - x) \frac{1}{L_0 - x} v = \frac{m}{L_0 - x} v. \quad (6)$$

С учетом формулы (6) выражение (3) принимает вид

$$p'_1 = \frac{2RT_M}{V} \left(m' - \frac{m}{L_0 - x} v \right) - \frac{p_1}{V} V'. \quad (7)$$

Согласно рис. 2, уравнение для массового расхода РС за входом в оболочку ПМ при его наполнении имеет вид [14]

$$G_1 = m' = \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_n RT_M}} \sqrt{p_M^2 - p_1^2}, \quad (8)$$

где f_1 — площадь входного отверстия ПМ, $f_1 = \pi d_1^2/4$ (d_1 — диаметр входного отверстия ПМ); ζ_n — коэффициент сопротивления линии нагнетания.

Уравнение, описывающее изменение давления РС в конце оболочки ПМ p_2 , можно получить аналогичным способом.

С учетом уравнения (6) и того, что изменение массы РС в конце оболочки ПМ равно

среднему расходу РС, получаем следующее выражение для изменения давления РС p_2 :

$$p'_2 = \frac{2RT_M}{V(L_0 - x)} m v - \frac{p_2}{V} V'. \quad (9)$$

При опустошении ПМ изменяется лишь уравнение для расхода РС в оболочке:

$$G_1 = m' = - \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_b RT_M}} \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_1^2 - p_a^2}, \quad (10)$$

где ζ_b — коэффициент сопротивления выхлопной линии; k — показатель адиабаты; p_a — давление РС на выходе.

Объединяя уравнения (8) и (10) с помощью функции Хэвисайда $\Phi(x)$, запишем

$$G_1 = m' = \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_n RT_M}} \sqrt{(p_M^2 - p_1^2) \Phi(p_M - p_1)} - \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_b RT_M}} \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{(p_1^2 - p_a^2) \Phi(p_1 - p_a)}. \quad (11)$$

Учитывая уравнения (1), (2), (4)–(7), (9), (11) и предположение о том, что деформацией геометрических параметров ПМ в точке позиционирования можно пренебречь, получаем модель для расчета динамических характеристик с учетом волновых процессов

$$\left\{ \begin{array}{l} m v' = p_1 f - p_2^* f - p_{тр} f; \\ m' = \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_n RT_M}} \sqrt{(p_M^2 - p_1^2) \Phi(p_M - p_1)} - \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_b RT_M}} \left(\frac{p_1}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{(p_1^2 - p_a^2) \Phi(p_1 - p_a)}; \\ p_2^* = \begin{cases} p_{20} & \text{при } t < L_0/c; \\ p_2 & \text{при } t \geq L_0/c; \end{cases} \\ p'_1 = \frac{2RT_M}{V_0} \left(m' - \frac{m}{L_0} v \right); \\ p'_2 = \frac{2RT_M}{V_0 L_0} m v; \\ p_{тр} = \lambda \frac{L_0}{D_0} \frac{m v^2}{2V_0} \text{sign}(v), \end{array} \right. \quad (12)$$

где V_0 — начальный объем оболочки.

Сравним результаты моделирования по модели (12) и модели, не учитывающей волновые процессы. Во втором случае скоростью течения РС внутри ПМ и временем передачи волны давления можно пренебречь, т. е. $p_2 = p_{20} = p_1 = p$.

Тогда модель (12) принимает вид

$$\begin{cases} p' = \frac{2RT_M}{V_0} m'; \\ m' = \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_n RT_M}} \sqrt{(p_m^2 - p_1^2) \Phi(p_m - p_1)} - \\ - \frac{f_1}{\sqrt{\zeta_b RT_M}} \left(\frac{p_1}{p_m}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{(p_1^2 - p_a^2) \Phi(p_1 - p_a)}. \end{cases} \quad (13)$$

Для моделирования динамических характеристик использованы следующие основные параметры: $R = 287$ Дж/(кг·К); $k = 1,4$; $T_M = 293$ К; $c = 340$ м/с; $p_m = 0,5$ МПа; $p_a = 0,1$ МПа; $\lambda = 0,03$. Моделирование проведено для двух типоразмеров ПМ производства компании FESTO: DMSP-10 ($D_0 = 10$ мм, $d_1 = 8$ мм, $\zeta_n = \zeta_b = 18$) при длине оболочки $L_0 = 1$ м и DMSP-40 ($D_0 = 40$ мм, $d_1 = 16$ мм, $\zeta_n = \zeta_b = 18$) при $L_0 = 1$ и 5 мм. Так как при моделировании

принята малая длина подводных линий, динамика трубопровода не учитывалась.

Рассмотрены два случая изменения давления РС на входе ПМ:

- скачкообразное (дискретное управление);
- по некоторому закону (пропорциональное управление).

Результаты моделирования изменения давления в конце ПМ DMSP-10 при скачкообразном изменении давления на входе в оболочку длиной $L_0 = 1$ м приведены на рис. 3, а. Видно, что погрешность расчета по модели (13) может достигать 40 % как при опустошении оболочки, так и при ее наполнении.

Результаты моделирования для ПМ DMSP-40 с оболочкой длиной $L_0 = 1$ м показаны на рис. 3, б. Анализ полученных графиков позволяет заключить, что при большем диаметре оболочки наблюдается уменьшение колебаний, но погрешность может достигать 30 %.

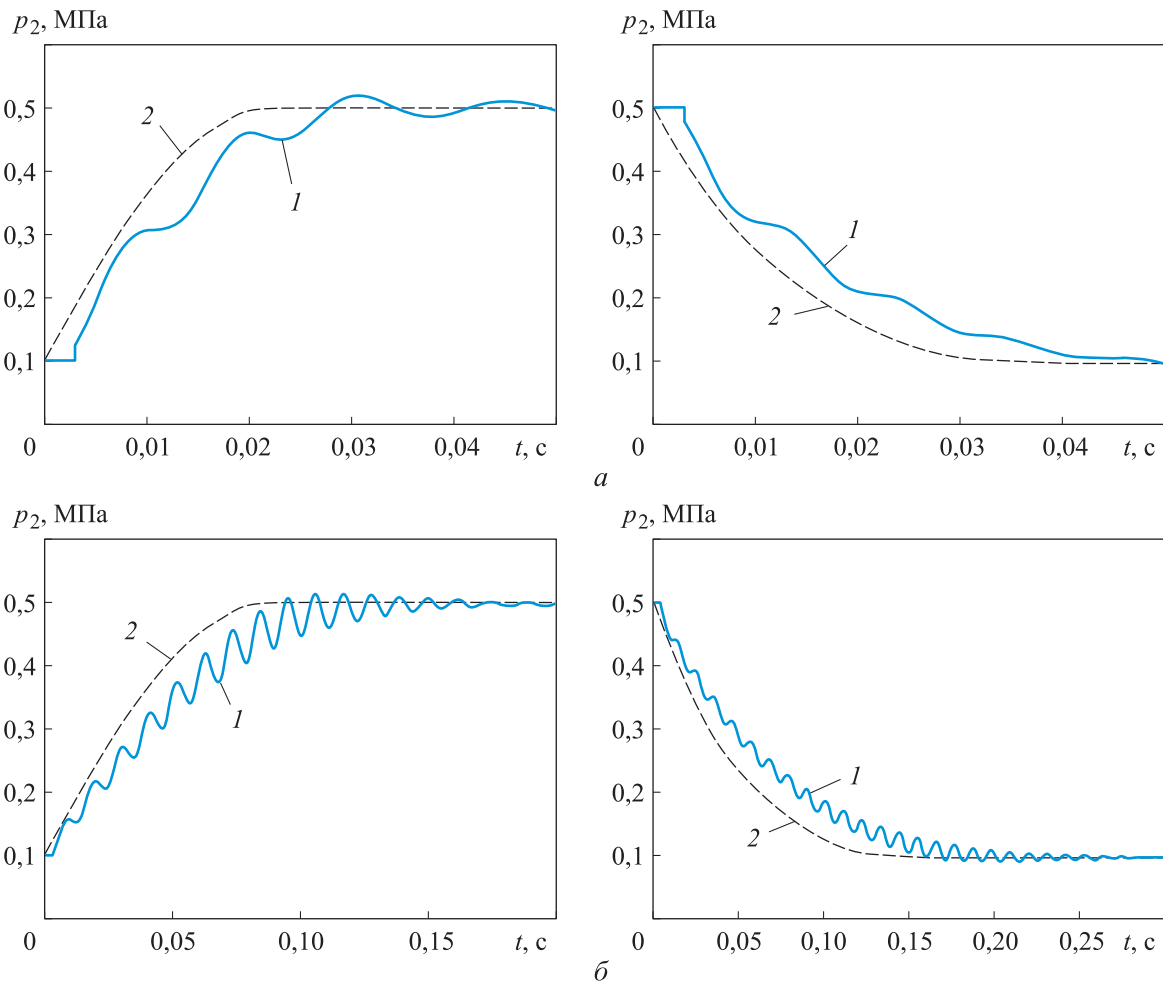


Рис. 3 (начало). Изменение во времени t давления РС p_2 в конце оболочки при ее наполнении (слева) и опустошении (справа) для различных ПМ:
 а — ПМ DMSP-10 при длине $L_0 = 1$ м; б — ПМ DMSP-40 при длине $L_0 = 1$ м;
 1 и 2 — результаты расчета по модели (12) и (13)

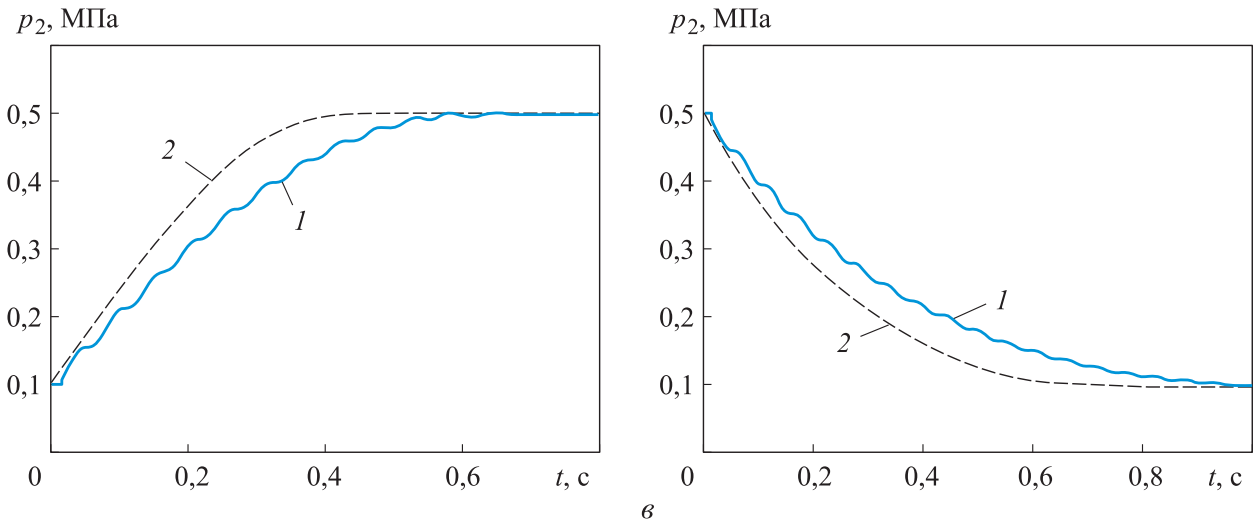


Рис. 3 (окончание). Изменение во времени t давления РС p_2 в конце оболочки при ее наполнении (слева) и опустошении (справа) для различных ПМ:
 δ — ПМ DMSP-40 при длине $L_0 = 5$ м;
 1 и 2 — результаты расчета по модели (12) и (13)

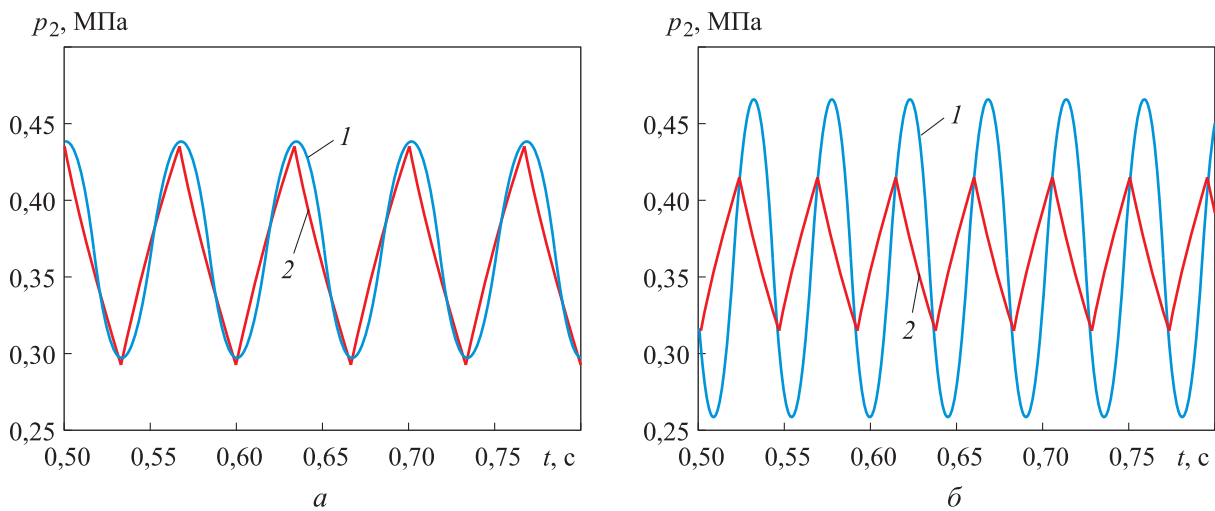


Рис. 4. Изменение во времени t давления РС p_2 в конце оболочки ПМ DMSP-10 длиной $L_0 = 4$ м при частоте срабатывания клапанов $n = 15$ (а) и 22 Гц (б):
 1 и 2 — результаты расчета по модели (12) и (13)

Для оценки влияния волновых процессов РС на изменение давления в конце оболочки ПМ большой длины получены аналогичные графики для типоразмера DMSP-40 с оболочкой длиной $L_0 = 5$ м, приведенные на рис. 3, в. Видно, что с возрастанием длины ПМ влияние колебаний будет уменьшаться. Погрешность расчета по модели (13) составила 18 %.

Исследуем, как влияют характеристики ПМ на характер изменения давления внутри ПМ. Рассмотрим подачу переменного давления питания, которое описывается уравнением

$$p_m = \frac{p_{m0} - p_a}{2} \left[\sin \left(2\pi n t - \frac{\pi}{2} \right) + 1 \right] + p_a,$$

где p_{m0} — начальное давление в магистрали; n — частота срабатывания клапана.

Результаты расчета изменения давления в конце оболочки ПМ в точке позиционирования для частоты срабатывания клапанов $n = 15$ и 22 Гц приведены на рис. 4, а и б.

Видно, что характеристики, полученные путем расчета по модели (13), также не отражают реальные процессы изменения давления РС,

что может повлиять на качество проектируемой позиционной системы. Погрешность в некоторых случаях будет достигать 110 %.

Выводы

1. Разработана модель расчета динамических характеристик ПМ с учетом волновых процессов, позволяющая оценивать происходящие в оболочке процессы точнее, чем при моделировании по классическим уравнениям наполне-

ния и опустошения. Модель справедлива для приводов с дискретным и пропорциональным управлением.

2. Разработанная модель позволит при создании позиционных и следящих систем с широтно-импульсной модуляцией исключить нежелательные частоты управления пневмоаппаратуры.

3. Предложенная модель поможет повысить качество проектирования позиционных систем, построенных на базе ПМ.

Литература

- [1] Tondu B., Lopez P. Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators. *IEEE Control. Syst. Mag.*, 2000, vol. 20, no. 2, pp. 15–38, doi: <http://doi.org/10.1109/37.833638>
- [2] Ahn K.K., Chau N.U.T. Intelligent switching control of a pneumatic muscle robot arm using learning vector quantization neural network. *Mechatronics*, 2007, vol. 17, no. 4–5, pp. 255–262, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2006.12.002>
- [3] Ahn K.K., Thahn T.D.C. Performance improvement of pneumatic artificial muscle manipulators using magneto-rheological brake. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2005, vol. 19, no. 3, pp. 778–791, doi: <http://doi.org/10.1007/BF02916126>
- [4] Bomfim M.H.S., Lima II E.J., Monteiro N.S. et al. A new approach for hybrid (PID + MRAC) adaptive controller applied to two-axes McKibben muscle manipulator: a mechanism for human-robot collaboration. *Ind. Robot*, 2021, vol. 48, no. 6, pp. 836–845, doi: <https://doi.org/10.1108/IR-12-2020-0267>
- [5] Ba D.X., Dihn T.Q., Ahn K.K. An Integrated intelligent nonlinear control method for a pneumatic artificial muscle. *IEEE-ASME Trans. Mechatronics*, 2016, vol. 21, no. 4, pp. 1835–1845, doi: <http://doi.org/10.1109/TMECH.2016.2558292>
- [6] Minh T.V., Tjahjowidodo T., Ramon H. et al. Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle-mass system with hysteresis compensation. *Mechatronics*, 2010, vol. 20, no. 3, pp. 402–414, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2010.03.001>
- [7] Chou C.P., Hannaford B. Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *IEEE Trans. Robot. Autom.*, 1996, vol. 12, no. 1, pp. 90–102, doi: <http://doi.org/10.1109/70.481753>
- [8] Trojanova M., Hosovsky A., Cakurda T. et al. Evaluation of machine learning-based parsimonious models for static modeling of fluidic muscles in compliant mechanisms. *Mathematics*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 149, doi: <http://doi.org/10.3390/math11010149>
- [9] Шароватов В.Т., Лошицкий П.А. Математическая модель силового оболочкового бесштокового пневмоцилиндра двустороннего действия. *Мехатроника, автоматизация, управление*, 2012, № 4, с. 24–30.
- [10] Shin T., Ibayashi T., Kogiso K. Detailed dynamic model of antagonistic pam system and its experimental validation: sensor-less angle and torque control with UKF. *IEEE-ASME Trans. Mechatronics*, 2022, vol. 27, no. 3, pp. 1715–1726, doi: <http://doi.org/10.1109/TMECH.2021.3086218>
- [11] Kotkas L., Zhurkin N., Donskoy A. et al. Design and mathematical modelling of the pneumatic artificial muscles-actuated system for industrial manipulator. *Machines*, 2022, vol. 10, no. 10, art. 885, doi: <http://doi.org/10.3390/machines10100885>
- [12] Донской А.С., Коткас Л.А. Математическое моделирование статических характеристик пневматического мускула. *Вестник УГАТУ*, 2018, № 4, с. 48–55.
- [13] Елимелех И.М., Сидоркин Ю.Г. *Струйная автоматика (пневмоника)*. Ленинград, Лениздат, 1972. 211 с.
- [14] Донской А.С. Метод аналитического расчета процессов в пневматических трубопроводах. *Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Со-*

- временное состояние и перспективы развития. Сб. науч. тр. IX Межд. науч.-тех. конф. Санкт-Петербург, Изд-во СПбПУ, 2016, с. 327–338.
- [15] Донской А.С. Моделирование колебаний давления в пневматических объектах с помощью обыкновенных дифференциальных уравнений. *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*, 1997, № 4, с. 94–97.
- [16] Труханов К.А., Попов Д.Н., Адельшин Д.Р. Способ идентификации нагрузки на конце длинной гидролинии насосной установки. *Справочник. Инженерный журнал*, 2016, № 9, с. 38–48, doi: <http://doi.org/10.14489/hb.2016.09.pp.038-048>
- [17] Цейров Е.М. *Вопросы газовой динамики воздушных выключателей*. Москва-Ленинград, Госэнергоиздат, 1956. 190 с.

References

- [1] Tondu B., Lopez P. Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators. *IEEE Control. Syst. Mag.*, 2000, vol. 20, no. 2, pp. 15–38, doi: <http://doi.org/10.1109/37.833638>
- [2] Ahn K.K., Chau N.U.T. Intelligent switching control of a pneumatic muscle robot arm using learning vector quantization neural network. *Mechatronics*, 2007, vol. 17, no. 4–5, pp. 255–262, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2006.12.002>
- [3] Ahn K.K., Thahn T.D.C. Performance improvement of pneumatic artificial muscle manipulators using magneto-rheological brake. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2005, vol. 19, no. 3, pp. 778–791, doi: <http://doi.org/10.1007/BF02916126>
- [4] Bomfim M.H.S., Lima II E.J., Monteiro N.S. et al. A new approach for hybrid (PID + MRAC) adaptive controller applied to two-axes McKibben muscle manipulator: a mechanism for human-robot collaboration. *Ind. Robot*, 2021, vol. 48, no. 6, pp. 836–845, doi: <https://doi.org/10.1108/IR-12-2020-0267>
- [5] Ba D.X., Dihn T.Q., Ahn K.K. An Integrated intelligent nonlinear control method for a pneumatic artificial muscle. *IEEE-ASME Trans. Mechatronics*, 2016, vol. 21, no. 4, pp. 1835–1845, doi: <http://doi.org/10.1109/TMECH.2016.2558292>
- [6] Minh T.V., Tjahjowidodo T., Ramon H. et al. Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle-mass system with hysteresis compensation. *Mechatronics*, 2010, vol. 20, no. 3, pp. 402–414, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2010.03.001>
- [7] Chou C.P., Hannaford B. Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *IEEE Trans. Robot. Autom.*, 1996, vol. 12, no. 1, pp. 90–102, doi: <http://doi.org/10.1109/70.481753>
- [8] Trojanova M., Hosovsky A., Cakurda T. et al. Evaluation of machine learning-based parsimonious models for static modeling of fluidic muscles in compliant mechanisms. *Mathematics*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 149, doi: <http://doi.org/10.3390/math11010149>
- [9] Sharovarov V.T., Loshitskiy P.A. Mathematical model of power shell shell rodless double-acting pneumatic cylinder. *Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravlenie* [Mechatronics, Automation, Control], 2012, no. 4, pp. 24–30. (In Russ.).
- [10] Shin T., Ibayashi T., Kogiso K. Detailed dynamic model of antagonistic pam system and its experimental validation: sensor-less angle and torque control with UKF. *IEEE-ASME Trans. Mechatronics*, 2022, vol. 27, no. 3, pp. 1715–1726, doi: <http://doi.org/10.1109/TMECH.2021.3086218>
- [11] Kotkas L., Zhurkin N., Donskoy A. et al. Design and mathematical modelling of the pneumatic artificial muscles-actuated system for industrial manipulator. *Machines*, 2022, vol. 10, no. 10, art. 885. doi: <http://doi.org/10.3390/machines10100885>
- [12] Donskoy A.S., Kotkas L.A. Mathematical modelling the static characteristics of pneumatic artificial muscle. *Vestnik UGATU*, 2018, no. 4, pp. 48–55.
- [13] Elimelekh I.M., Sidorkin Yu.G. *Struynaya avtomatika (pnevmonika)* [Jet automatics (pneumatics)]. Leningrad, Lenizdat Publ., 1972. 211 p. (In Russ.).
- [14] Donskoy A.S. [Method of analytical calculation of processes in pneumatic pipelines]. *Gidravlicheskie mashiny, gidropnevmoprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya. Sb. nauch. tr. IX Mezhd. nauch.-tekh. conf.* [Hydraulic Machines, Hydropneumatic Drives and Hydropneumatic Automatics. Modern State and Pro-

- spects of Development. Proc. IX Int. Sci.-Tech. Conf.]. Sankt-Petersburg, Izd-vo SPbPU Publ., 2016, pp. 327–338. (In Russ.).
- [15] Donskoy A.S. Modelling of pressure fluctuations in pneumatic objects using ordinary differential equations. *Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti* [Textile Industry Technology], 1997, no. 4, pp. 94–97. (In Russ.).
- [16] Trukhanov K.A., Popov D.N., Adelshin D.R. A method of identifying the load on the end of a long hydraulic line of pumping unit. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal* [Handbook. An Engineering Journal with Appendix], 2016, no. 9, pp. 38–48, doi: <http://doi.org/10.14489/hb.2016.09.pp.038-048> (in Russ.).
- [17] Tseyrov E.M. *Voprosy gazovoy dinamiki vozdukhnykh vyklyuchateley* [Gas dynamics issues of air switches]. Moscow-Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1956. 190 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.10.2023

Информация об авторах

КОТКАС Любовь Александровна — кандидат технических наук, ассистент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: kotkas334@gmail.com).

ДОНСКОЙ Анатолий Сергеевич — доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: a.s.donskoy@yandex.ru).

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич — доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

ЖУРКИН Никита Андреевич — ассистент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Политехническая ул., д. 29, e-mail: zhurkin47@mail.ru).

Information about the authors

KOTKAS Lyubov Aleksandrovna — Candidate of Science (Eng.), Assistant, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: kotkas334@gmail.com).

DONSKOY Anatolij Sergeevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: a.s.donskoy@yandex.ru).

ZHARKOVSKIY Aleksandr Arkadievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru).

ZHURKIN Nikita Andreevich — Assistant, Higher School of Power Engineering, Institute of Energy. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint Petersburg, Russian Federation, Politechnicheskaya St., Bldg. 29, e-mail: zhurkin47@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Коткас Л.А., Донской А.С., Жарковский А.А., Журкин Н.А. Моделирование динамических характеристик пневмомускула с учетом волновых процессов рабочей среды. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 5, с. 57–65.

Please cite this article in English as:

Kotkas L.A., Donskoy A.S., Zharkovskiy A.A., Zhurkin N.A. Pneumomuscle dynamic characteristics simulation taking into account the working medium wave processes. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 5, pp. 57–65.