

УДК 681.533.34

## Учет влияния свойств сжатого газа на параметры математической модели золотникового пневмораспределителя

П.П. Чернусь, В.Т. Шароватов

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1.

## Accounting for compressed gas properties in the mathematical model of a spool valve

P.P. Chernus, V.T. Sharovатов

Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F.Ustinov, BSTU «VOENMEH», 1<sup>st</sup> Krasnoarmeyskaya str., 1, 190005. St. Petersburg, Russian Federation.

@ e-mail: peter-pp@mail.ru, wtsch1935@yandex.ru

**i** Учет влияния сжатого газа на пневмораспределитель — важная задача улучшения средств пневматики, решение которой вместе с достоверными математическими моделями исполнительных двигателей, построенных на основе силовых оболочковых элементов, позволяет использовать пневмопривод в замкнутых системах автоматического управления. В работе уточнена математическая модель электропневматического дроссельного распределителя золотникового типа с использованием теории газодинамики. Подход основан на учете особенностей течения газа через пневмораспределитель, а именно на влиянии специфики геометрии золотникового распределителя на поток газа. Особое внимание уделено воздействию потока газа на динамику золотника, а также на коэффициент расхода пневмораспределителя. Для проверки теоретических результатов проведено математическое моделирование течения газа в пакете ANSYS Fluent. Получены теоретические соотношения для определения параметров математической модели пневмораспределителя с учетом динамики сжатого газа, полностью подтверждающиеся результатами моделирования. Показано, что учет свойств сжатого газа вносит существенные поправки в значение коэффициента расхода пневмораспределителя.

**Ключевые слова:** сжатый газ, электропневматический распределитель, золотник, теория газодинамики, математическая модель.

**i** Accounting for the influence of compressed gas properties on the control valve parameters along with reliable mathematical models of actuating motors based on load-carrying shell elements makes it possible to use a pneumatic drive in computer-controlled closed-loop systems. In this paper, a mathematical model of an electro-pneumatic valve is developed on the basis of the concepts of gas dynamics. The approach takes into account the influence of the geometry of the pneumatic valve on the gas flow through it. Particular attention is paid to the effect of the gas flow on the valve dynamics and its flow coefficient. Theoretical relationships for determining the parameters of the mathematical model of the pneumatic valve were obtained taking into account the compressed gas dynamics. To verify the theoretical results, ANSYS Fluent was used to simulate the gas flow. The results of the simulation are in good agreement with the theoretical study. It is shown that the compressed gas properties significantly influence the value of the flow coefficient.

**Keywords:** compressed gas, electro-pneumatic valve, spool valve, gas dynamics, mathematical model.

Пневматические машины, системы пневмоприводов и устройства на их основе широко используются в различных областях промышленности. Следует отметить, что подавляющее большинство промышленных пневмоприводов применяются в разомкнутых системах автоматического управления (САУ). Появление пневматических исполнительных двигателей (ИД) на силовых оболочковых элементах (СОЭ) (см., например, [1]), обладающих высокими технико-экономическими показателями, открывает широкие перспективы использования пневмопривода на основе СОЭ в замкнутых САУ. Подтверждением этому является создание на базе СОЭ нескольких антропоморфных манипуляторов, по своим свойствам приближенных к воспроизведению функций кисти руки человека (Airic's Arm немецкой фирмы Festo и Dexterous Hand английской фирмы Shadow Robot Company). Однако ИД, выполненные на основе СОЭ, пока не слишком распространены. Ограниченное использование этих элементов, по мнению авторов, обусловлено, по всей видимости, отсутствием до последнего времени в научно-технической литературе материалов по разработке достаточно достоверных математических моделей СОЭ в качестве силовой части (СЧ) ИД. Очевидно, что при составлении достоверных математических моделей (см., например, [2, 3]) необходимо учитывать влияние сжатого газа не только на динамику протекающих в СОЭ процессов, но и скорректировать существующие математические модели пневмораспределителей с учетом свойств сжатого газа. Применять математические модели распределителей, заимствованные из теории гидропривода, корректно только при скоростях течения газа, не превышающих 0,14М [4], где М — число Маха. При этом, даже в гидравлике, где большинство систем являются замкнутыми, согласно [5], при моделировании, идентификации и управлении гидроприводом разработчиками широко используются упрощенные модели гидрораспределителя, не учитывающие динамику рабочего тела. На функциональной схеме ИД пневматического типа, представленной на рис. 1, видно, что ИД, применяемый в замкнутых САУ, представляет собой совокупность двух элементов: СЧ и пневмораспределителя (в нашем случае электропневматического дроссельного распределителя золотникового типа (ЭПДР)) пропорционального действия, причем в состав ЭПДР входит электромагнит управления (ЭМУ) и золотниковый механизм (ЗМ). Золотниковый механизм

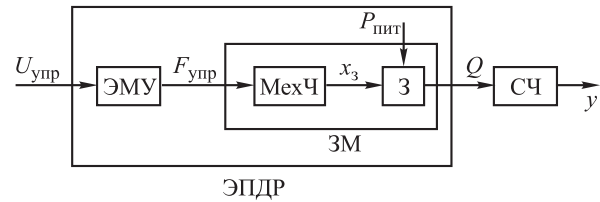


Рис. 1. Функциональная схема ИД пневматического типа:

$U_{упр}$  — управляющее напряжение;  $F_{упр}$  — управляющая сила, воздействующая на золотник;  $x_3$  — перемещение золотника;  $P_{пит}$  — питающая магистраль высокого давления;  $Q$  — объемный расход ЭПДР;  $y$  — регулируемая величина

включает в себя механическую часть (МехЧ) и золотник (З).

Цель работы — учет влияния свойств сжатого газа на параметры математической модели ЭПДР золотникового типа.

Построение такой модели ЭПДР повышает достоверность математических моделей ИД на СОЭ в целом. Следовательно, существует возможность построения высокоточных и быстродействующих замкнутых пневмосистем, например, различных вибростендов, систем активной виброзащиты, антропоморфных манипуляторов и т.д. (см., например [6, 7]).

Как известно [8], передаточная функция (ПФ) электропневмораспределителя золотникового типа имеет вид

$$W_{др}(s) = \frac{Q_{др}(s)}{U_{др}(s)} = W_э(s)W_м(s)W_з(s) = \frac{k_э}{T_эs + 1} \frac{k_м}{T_м^2s^2 + \xi T_мс + 1} k_з, \quad (1)$$

где  $Q_{др}(s)$  — расход ЭПДР на выходе ЗМ;  $U_{др}(s)$  — напряжение управления, подаваемое на ЭМУ;  $W_э(s)$  — ПФ электромагнитной части;  $W_м(s)$  — ПФ механической части;  $W_з(s)$  — ПФ золотника;  $k_э$  — электромагнитный коэффициент передачи;  $k_м$  — механический коэффициент передачи;  $k_з$  — коэффициент объемного расхода ЗМ;  $T_э$  — электрическая постоянная времени;  $T_м$  — механическая постоянная времени;  $\xi$  — коэффициент затухания.

В соответствии с целями работы, рассмотрим подробнее влияние газодинамических сил на динамику ЗМ. Появление газодинамической силы обусловлено изменением количества движения массы газа, протекающего в камере золотника, и реактивным действием на золотник струи, вытекающей или втекающей в камеру золотника. Учет влияния газодинамических сил проведем на примере пропорционального ЭПДР золотникового типа Festo MYPЕ-5-1/8LF-010-B

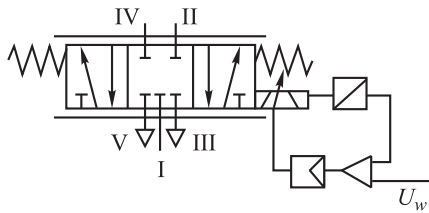


Рис. 2. Принципиальная схема золотникового ЭПДР:  
I — вход; II–V — выходы;  
 $U_w$  — управляющее напряжение

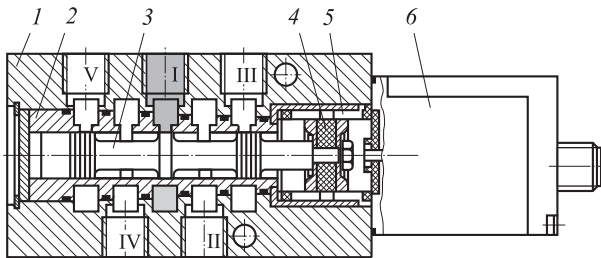


Рис. 3. Продольный разрез ЭПДР МУРЕ-5-1/8LF-010-B:  
1 — корпус; 2 — втулка; 3 — золотник; 4 — постоянный магнит, прикрепленный к золотнику; 5 — управляющая катушка индуктивности, воздействующая на постоянный магнит; 6 — блок электроники; I — вход; II–V — выходы

[9] в два этапа. На первом этапе рассмотрим их влияние на коэффициент передачи ПФ золотника  $k_z$ , на втором — на коэффициент передачи, постоянную времени и коэффициент затухания ПФ механической части. Принципиальная схема ЭПДР изображена на рис. 2.

Продольный разрез ЭПДР представлен на рис. 3.

**Влияние газодинамических сил на параметры ПФ золотника.** Проанализируем влияние газодинамических сил на коэффициент объемного расхода ЭПДР, равный отношению объемного расхода распределителя к перемещению золотника:

$$k_z = Q_{др} / x_z.$$

Поскольку рабочим телом в пневмосистемах является газ, объем которого сильно зависит от давления, более корректно получить зависимости не для объемного, а для массового расхода рабочего тела, а потом перейти к объемному расходу при помощи следующего соотношения:

$$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{GR\theta}{p}, \quad (2)$$

где  $G$  — массовый расход газа;  $\rho$  — плотность газа;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $\theta$  — абсолютная температура газа;  $p$  — давление газа.

Массовый расход газа через дроссельный распределитель (ДР), как правило, вычисляют по формуле [4]

$$G_{др} = G_{др}^* f(p_v/p_n). \quad (3)$$

Здесь  $G_{др}^*$  — критический массовый расход (при  $M \approx 1$ );  $p_n$  — постоянное давление на входе ДР;  $p_v$  — постоянное давление на выходе ДР. Для воздуха в работе [8] предложены следующие приближенные формулы для дросселирующего окна:

$$f\left(\frac{p_v}{p_n}\right) = \begin{cases} 2 \sqrt{\left(1 - \frac{p_v}{p_n}\right) \frac{p_v}{p_n}} & \text{при } \frac{p_v}{p_n} > 0,528, \\ 1 & \text{при } \frac{p_v}{p_n} \leq 0,528; \end{cases} \quad (4)$$

$$G_{др}^* = 0,039 \mu_{др} b \sqrt{\frac{p_n}{\theta_n}} x_z, \quad (5)$$

где  $\mu_{др}$  — коэффициент расхода через дросселирующее окно;  $b$  — ширина окна;  $\theta_n$  — температура газа на входе дросселирующего окна.

Однако такой подход справедлив лишь для приближенных расчетов, поскольку он учитывает только одно дросселирующее окно, через которое проходит газ. Следует отметить, что при течении газа через ЭПДР действуют следующие местные сопротивления (рис. 4): дросселирующее окно 1, сопротивление в канале, дросселирующее окно 2. Внутренний объем одной половины рассматриваемого в качестве примера ЭПДР изображен на рис. 4. Этот рисунок показывает проток газа от входа I к выходу II, причем ЭПДР максимально открыт.

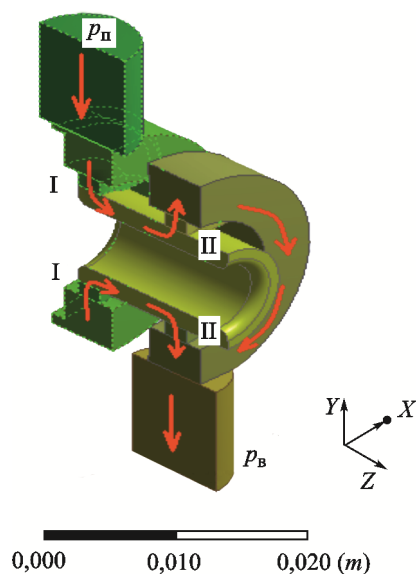


Рис. 4. Внутренний объем одной половины ЭПДР:  
1, 2 — окна  
(Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

Массовый расход газа через ЭПДР, в соответствии с (3)–(5), можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} G_1 = 0,039\mu_1 b \frac{p_{\Pi}}{\sqrt{\theta_{\Pi}}} f\left(\frac{p_1}{p_{\Pi}}\right) x_3; \\ G_2 = 0,039\mu_2 b \frac{p_2}{\sqrt{\theta_2}} f\left(\frac{p_{\text{В}}}{p_2}\right) x_{\text{М}}; \\ \Delta p = p_1 - p_2; \\ G_1 = G_2 = G; \\ \Delta p = \xi \frac{v^2}{2} \rho; \\ v = \frac{G}{\rho S_{\text{кан}}}. \end{cases} \quad (6)$$

Здесь  $G_1$  и  $G_2$  — массовые расходы через дросселирующие окна 1 и 2 соответственно;  $S_{\text{кан}}$  — площадь поперечного сечения канала, в данном случае представляющая собой кольцо. Температуру можно принять постоянной, так как она меняется незначительно. Потеря давления газа в канале ЭПДР  $\Delta p$  зависит от скорости истечения газа  $v$ , средней плотности газа  $\rho$  в канале и коэффициента местных сопротивлений  $\xi$  [10]. Коэффициент местных сопротивлений, в свою очередь, зависит от параметров канала, числа Рейнольдса, типа течения газа. Оценивая данный коэффициент, следует отметить, что его значение находится в диапазоне 0,15...2. После решения системы уравнений (6) массовый расход газа через ЭПДР можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned} G &= 0,039\mu_1 b \frac{p_{\Pi}}{\sqrt{\theta_{\Pi}}} f\left(\frac{p_1}{p_{\Pi}}\right) x_3; \\ p_1 &= \frac{1}{2} \left\{ p_{\Pi} - \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\text{М}}}{x_3}\right)^2 \left(1 + 69\xi\mu_1^2 \frac{b^2 x_3^2}{S_{\text{кан}}^2}\right) p_{\text{В}} + \right. \\ &+ \left. \left[ p_{\Pi} - \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\text{М}}}{x_3}\right)^2 \left(1 + 69\xi\mu_1^2 \frac{b^2 x_3^2}{S_{\text{кан}}^2}\right) p_{\text{В}} \right]^2 + \right. \\ &+ \left. 4 \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^2 \left(\frac{x_{\text{М}}}{x_3}\right)^2 \left( p_{\Pi} + 69\xi\mu_1^2 \frac{b^2 x_3^2}{S_{\text{кан}}^2} p_{\text{В}} \right) p_{\text{В}} \right\}^{1/2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Определим коэффициенты расхода  $\mu_1$  через окно 1 и  $\mu_2$  через окно 2. Как известно [4, 8], значения коэффициента расхода через окно находятся в пределах 0,6...1 и увеличиваются по мере раскрытия окна. Коэффициент расхода  $\mu_2$  принимается равным 1, поскольку окно 2 максимально раскрыто. Значения коэффициен-

та  $\mu_1$  уменьшаются от 1 до 0,6 по мере раскрытия окна 1. Это объясняется тем, что газ через дросселирующее окно 1 истекает в узкий канал и с увеличением размера окна его пропускная способность не увеличивается.

Для проверки теоретических результатов для коэффициента расхода ЭПДР он был промоделирован в среде ANSYS Fluent. Применение данного пакета при использовании соответствующей модели турбулентности и разрядности сетки можно считать равносильным эксперименту. Следует подробнее остановиться на выборе модели турбулентности. Для получения более точных результатов рекомендуется использовать более точную модель турбулентности. Также ввиду небольших линейных размеров внутренних полостей ЭПДР в качестве модели турбулентности использовалась модель SST к- $\omega$  (Shear Stress Transport), объединяющая в себе два типа моделей (к- $\epsilon$  — вдали от стенок, к- $\omega$  — вблизи к стенкам) и дающая наиболее приближенный к реальности результат [11]. Однако наибольшая сложность применения пакета заключалась, во-первых, в построении адекватной сетки (под адекватной сеткой понимается, с одной стороны, такая, при сущности которой решение практически не меняется, с другой — обеспечивающая наименьший по времени процесс вычисления), потребовавшей значительных вычислений и времени, во-вторых, большого числа состояний, в которых проводилось моделирование, и, как следствие, большой работы по систематизации и анализу полученных результатов моделирования.

Результаты моделирования такого положения золотника, которое соответствует раскрытию ЭПДР на 60% и входном и выходном давлениях 5 и 3 избыточных атмосфер соответственно, представлены на рис. 5. Рисунок 5, а наглядно характеризует поток газа, протекающего через ЭПДР. На рисунке видно, что после прохождения газа через первые два дросселирующих окна, расположенных радиально, потоки газа сталкиваются в канале, образуя турбулентное течение и создавая дополнительное местное сопротивление течению газа, уменьшающее массовый расход. На рис. 5, б видно, что температура газа меняется незначительно ( $\pm 5\%$ ), что подтверждает ранее сделанное предположение.

Рассмотрим конкретные значения массового расхода дросселя. На рис. 6. представлены теоретический массовый расход ЭПДР и результаты моделирования.

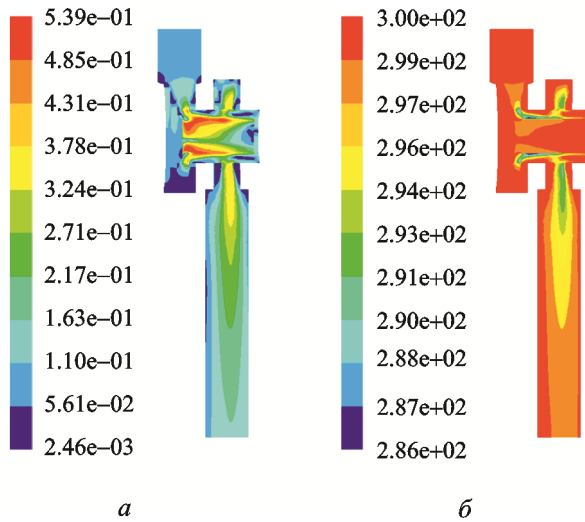


Рис. 5. Результаты моделирования течения газа через ЭПДР:

а — распределение скоростей; б — распределение температуры

(Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

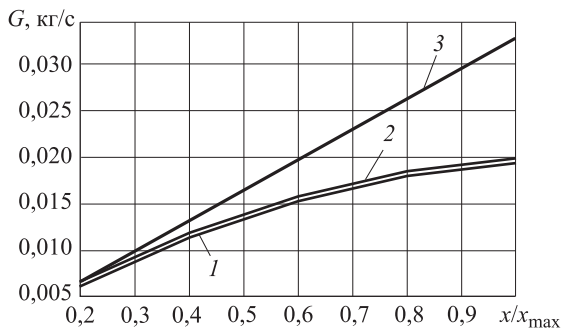


Рис. 6. Массовый расход газа через ДР:

1 — по результатам моделирования;  
2 — уточненный теоретический;  
3 — теоретический

Найденный в результате учета особенностей ЭПДР с привлечением элементов теории газодинамики теоретический массовый расход, в соответствии с (7), точно повторяет характеристику, полученную по результатам моделирования. Очевидно, что упрощенная модель пневмораспределителя, составленная по формулам (3)–(5), позволяет получить только довольно грубые значения фактического массового расхода газа через ЭПДР. Аналогичный вывод можно сделать, проанализировав кривые коэффициента объемного расхода ЭПДР (рис. 7), перейдя от массового расхода газа к объемному при помощи соотношения (2).

Выполненный учет влияния свойств сжатого газа на коэффициент расхода указывает на существенное изменение его величины, определяемой свойствами сжатого газа.

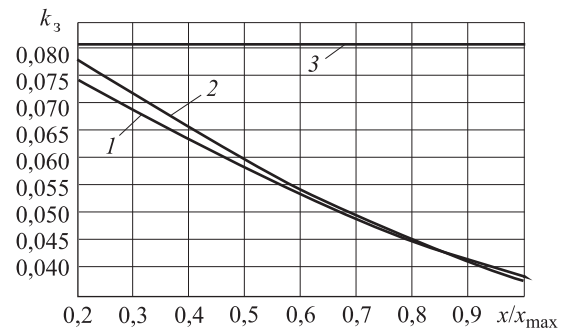


Рис. 7. Зависимость коэффициента объемного расхода  $k_3$  ЭПДР от раскрытия ДР  $x/x_{max}$ :

1 — по результатам моделирования; 2 — уточненный теоретический; 3 — теоретический

### Влияние газодинамических сил на параметры ПФ механической части ЭПДР.

Как известно, в общем случае на золотник при его перемещении действуют следующие осевые силы [8, 13]: инерционная сила, сила облитерационного залипания, силы трения, упругие силы и газодинамические силы, создаваемые потоком газа. Силу облитерационного залипания золотника в расчетах учитывать не будем, поскольку она возникает в случае, если золотник и втулка долгое время остаются неподвижными. Учет сил сухого трения обуславливает существенную нелинейность в ПФ механической части. Согласно поставленной цели исследования, необходимо определить влияние только газодинамических сил на параметры ПФ механической части. Если нужно учесть силы сухого трения, целесообразно ввести дополнительную нелинейность типа сухое трение, причем их величина характеризуется зоной нечувствительности ЭПДР (рис. 8), что в рамки данной работы не входит.

С учетом изложенного выше уравнение движения золотника можно записать в следующем виде:

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_y - F_{пр} - F_{тр} - F_{гд}, \quad (8)$$

где  $m_3$  — масса золотника;  $F_y$  — сила, прило-

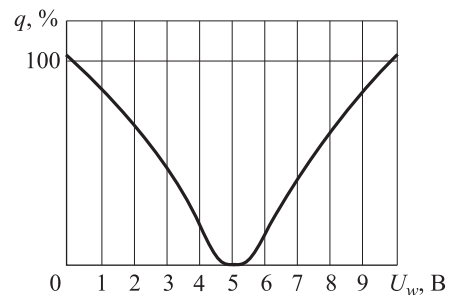


Рис. 8. Зависимость относительного расхода от установленного напряжения



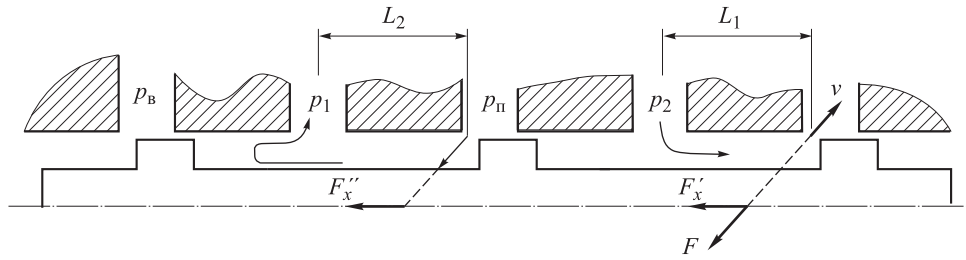


Рис. 9. Схема движения газа в золотнике

женная к золотнику электромагнитом управления;  $F_{пр}$  — сила реакции возвратной пружины;  $F_{тр}$  — сила вязкого трения;  $F_{гд}$  — газодинамическая сила, приложенная к золотнику со стороны газа.

Экспериментально [12] и моделированием в среде ANSYS Fluent установлено, что осевые составляющие газодинамических сил направлены в сторону закрывания дросселирующего окна. Схема движения газа в золотнике изображена на рис. 9.

Для камеры, из которой истекает газ, осевая составляющая газодинамических сил описывается формулой [8]

$$F'_x = G_1 v_1 \cos \vartheta - L_1 \frac{dG_1}{dt}. \quad (9)$$

Здесь  $G_1 v_1$  — реактивная сила струи, действующая на камеру золотника;  $L_1 dG_1/dt$  — сила, действующая на золотник в результате изменения скорости массы газа в камере;  $\vartheta$  — угол истечения газа, который, как определил Кирхгоф [8], при установившемся турбулентном потоке равен  $69^\circ$ ;  $v$  — скорость газа в дросселирующем окне;  $L_1, L_2$  — расстояние от кромки до центра дросселирующего окна.

Для камеры, в которую газ втекает, осевая сила обусловлена торможением газа при его ударе о стенки золотника, а также изменением количества движения газа в камере:

$$F''_x = n_{кам} G_2 v_2 + L_2 \frac{dG_2}{dt}, \quad (10)$$

где  $n_{кам}$  — коэффициент, учитывающий изменение скорости потока газа в результате изменения направления его движения в камере золотника.

Результирующая осевая газодинамическая сила направлена в сторону закрытия золотника и может быть представлена в следующем виде:

$$F_x = F'_x + F''_x = c_{гд} x_3 + k_{ин} \frac{dx_3}{dt}. \quad (11)$$

Здесь  $c_{гд}$  — коэффициент жесткости «газодинамической пружины»;  $k_{ин}$  — коэффициент, учи-

тывающий инерционное воздействие неустановившегося потока газа на золотник. Таким образом, газодинамическая сила по своему влиянию на золотник представляет собой пружину с вязким трением.

Оценим максимально возможную осевую составляющую этой силы. Для этого рассмотрим отдельно влияние «пружины» и вязкого трения. Очевидно, что сила, развиваемая «газодинамической пружиной», будет максимальной, если в обеих камерах золотника установлен критический расход. Тогда согласно формулам (9)–(11), а также для простоты принимая значения массовых расходов и скоростей в разных полостях одинаковыми, коэффициент жесткости

$$c_{гд} = \frac{(n_{кам} + \cos \vartheta) G^* v}{x_3} \approx \frac{0,465 G^* G^* R \theta}{x_3 p S} = \frac{0,465 \cdot 0,039^2 \mu^2 R b p x_3}{x_3} = 5,88 \cdot 10^{-3} \mu^2 b p. \quad (12)$$

Также очевидно, что инерционное воздействие на золотник со стороны неустановившегося потока газа будет максимальным, если  $L_1 dG_1/dt = 0$  и имеет место критический расход. Тогда

$$k_{ин} = 0,039 \mu b \frac{p}{\sqrt{\theta}} L. \quad (13)$$

Теперь уравнение движения золотника (8) можно переписать в следующем виде:

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = F_y - k_{пр} x_3 - f_{тр} \frac{dx_3}{dt} - c_{гд} x_3 - k_{ин} \frac{dx_3}{dt}. \quad (14)$$

Таким образом, ПФ механической части принимает вид

$$W_M(s) = \frac{x_3(s)}{F_{упр}(s)} = \frac{\frac{k_M}{k_{пр} + c_{гд}}}{\frac{m_3}{k_{пр} + c_{гд}} s^2 + \frac{f_{тр} + k_{ин}}{k_{пр} + c_{гд}} s + 1}.$$

Значения постоянной времени и коэффициента затухания ДР с учетом влияния газа и без него приведены ниже:

Влияние сжатого газа	Учитывается	Не учитывается
Постоянная времени $T_m, 10^{-3}, c^{-1}$	1,59028	1,59155
Коэффициент затухания $\xi$	0,5013	0,5000

## Выводы

1. Постоянная времени и коэффициент затухания механической части ПФ ЭПДР практиче-

ски не зависят от влияния газодинамических сил, воздействующих на золотник.

2. Выполненное исследование вносит существенные поправки в значение коэффициента расхода ЭПДР, что, в свою очередь, позволяет получить в совокупности с уточненными математическими моделями СЧ пневмодвигателей, выполненных на основе СОЭ, наиболее достоверную модель ИД в целом.

## Литература

- [1] *Пневмомускул*. URL: [http://www.festo.com/cat/ru\\_ru/products\\_010606](http://www.festo.com/cat/ru_ru/products_010606) (дата обращения 13 октября 2014).
- [2] Лошицкий П.А., Шароватов В.Т. Математическая модель силового оболочкового бесштокового пневмоцилиндра двустороннего действия. *Мехатроника, автоматизация, управление*, 2012, № 4, с. 24–30.
- [3] Чернущ П.П. О перспективах применения исполнительных двигателей на силовых оболочковых элементах. *Тр. VI Общерос. Молодеж. науч.-техн. конф. Молодежь. Техника. Космос*. Санкт-Петербург, БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 2014, с. 247–248.
- [4] Попов Д.Н. *Механика гидро- и пневмоприводов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
- [5] Арановский С.В., Фрейдович Л.Б., Никифорова Л.В., Лосенков А.А., Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть I: Моделирование. *Известия вузов. Приборостроение*, 2013, № 4, с. 52–56.
- [6] Шароватов В.Т., Лошицкий П.А. *Манипулятор*. Пат. 117107 Российской Федерации, МПК В25J9/00, опубл. 20.06.2012, бюл. № 17.
- [7] Шароватов В.Т., Лошицкий П.А. *Блок рулевого привода*. Пат. 118940 Российской Федерации, МПК В64С13/00, В64С13/36, опубл. 10.08.2012, бюл. № 22.
- [8] Гамынин Н.С. *Гидравлический привод систем управления*. Москва, Машиностроение, 1972. 376 с.
- [9] *Automation Technology Pneumatic and electrical components*. URL: [http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/339258/KeyProducts\\_2014\\_EN\\_low.pdf](http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/339258/KeyProducts_2014_EN_low.pdf) (дата обращения 13 октября 2014).
- [10] Стернин Л.Е. *Основы газовой динамики*. Москва, Вузовская книга, 2012. 332 с.
- [11] Фрик П.Г. *Турбулентность: подходы и модели*. Москва–Ижевск, Регулярная и хаотическая динамика, 2010. 332 с.
- [12] Герц Е.В. *Пневматические устройства и системы. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1981. 410 с.

## References

- [1] *Pneumomuscul* [Pneumatic artificial muscle]. Available at: [http://www.festo.com/cat/ru\\_ru/products\\_010606](http://www.festo.com/cat/ru_ru/products_010606) (accessed 13 October 2014).
- [2] Loshitskii P.A., Sharovатов V.T. Matematicheskaja model' silovogo obolochkovogo bes-shtokovogo pnevmotsilindra dvustoronnego deistviia [Mathematical Model of the Power Pneumocylinder without a Rod of Bilateral Action Membrane Type]. *Mekhatronika, avtomatizatsiia, upravlenie* [Mechatronics, automation, control]. 2012, no. 4, pp. 24–30.
- [3] Chernus P.P. O perspektivakh primeneniia ispolnitel'nykh dvigatelei na silovykh obolochkovykh elementakh [On the prospects of the use of executive power to the engines of shell elements]. *Trudy 6 Obshcherossiiskaia molodezhnaia nauchno-tekhnicheskaia konferentsiia «Molodezh'. Tekhnika. Kosmos»* [Works 6 All-Russian Youth Scientific Conference «Youth. Machinery. Cosmos»]. St. Petersburg, BSTU «VOENMECH» named after D.F. Ustinov, 2014, pp. 247–248.

- [4] Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow, Bauman Press, 2002. 320 p.
- [5] Aranovskii S.V., Freidovich L.B., Nikiforova L.V., Losenkov A.A. Modelirovanie i identifikatsiia dinamiki zolotnikovogo gidroraspredeletelia. Chast' I. Modelirovanie [Modeling and identification of dynamics of a hydraulic actuator with a spool valve. Part I. Modeling]. *Izvestiia vuzov. Priborostroenie* [Proceedings of the higher educational institutions. Instrument]. 2013, no. 4, pp. 52–56.
- [6] Sharovатов V.T., Loshitskii P.A. *Manipuliator* [Manipulator]. Patent RF no. 117107, МПК B25J9/00, 2012.
- [7] Sharovатов V.T., Loshitskii P.A. *Blok rulevogo privoda* [Steering gear unit]. Patent RF no. 118940, МПК B64S13/00, B64S13/36. 2012.
- [8] Gamynin N.S. *Gidravlicheskie privod sistem upravleniia* [Hydraulic drive control systems]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972. 376 p.
- [9] *Automation Technology Pneumatic and electrical components*. Available at: [http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/339258/KeyProducts\\_2014\\_EN\\_low.pdf](http://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/339258/KeyProducts_2014_EN_low.pdf) (accessed 13 October 2014).
- [10] Sternin L.E. *Osnovy gazovoi dinamiki* [Fundamentals of gas dynamics]. Moscow, Vuzovskaia kniga publ., 2012. 332 p.
- [11] Frik P.G. *Turbulentnost': podkhody i modeli* [Turbulence: approaches and models]. Moscow–Izhevsk, Reguliarnaia i khaoticheskaia dinamika publ., 2010. 332 p.
- [12] Gerts E.V. *Pnevmaticheskie ustroistva i sistemy. Spravochnik* [Pneumatic devices and systems. Directory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1981. 410 p.

Статья поступила в редакцию 20.10.2014

## Информация об авторах

**ЧЕРНУСЬ Петр Павлович** (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Прикладная механика, автоматика и управление». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: peter-pp@mail.ru).

**ШАРОВАТОВ Валерий Тимофеевич** (Санкт-Петербург) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, автоматика и управление». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: wtsch1935@yandex.ru).

## Information about the authors

**CHERNUS Petr Pavlovich** (St. Petersburg) — Post-Graduate of «Applied Mechanics, Automation and Control» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F.Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1<sup>st</sup> Krasnoarmeyskaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation, e-mail: peter-pp@mail.ru).

**SHAROVATOV Valeriy Timofeevich** (St. Petersburg) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Applied Mechanics, Automation and Control» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F.Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1<sup>st</sup> Krasnoarmeyskaya str., 1, 190005. St. Petersburg, Russian Federation, e-mail: wtsch1935@yandex.ru).