

ЛИНЕЙНЫЙ ПОЗИЦИОНЕР НА БАЗЕ ПНЕВМОМУСКУЛА

К.Т.Н. Ефремова К.Д., К.Т.Н. Пильгунов В.Н.,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия, efremova.k.d@gmail.com, vnp41@yandex

Главной целью работы является исследование технических возможностей создания на базе пневмомускулов линейного позиционера с приемлемыми по качеству позиционирования характеристиками. В работе выполнено экспериментальное исследование силовой характеристики пневмомускула серии MAS 10-300 фирмы «FESTO», на базе которого создан физический макет позиционера и исследованы его статические и динамические характеристики. Рассмотрена физическая сущность работы цилиндрической мембраны, на основе которой построен пневмомускул и разработана методика расчета параметров позиционирующей пружины. Показано, что если в нагрузке пневмомускула присутствует позиционная составляющая, то ее жесткость (зависимость усилия от перемещения) позволяет решить задачу позиционирования посредством управления давлением во внутренней полости пневмомускула. Если в нагрузке отсутствует позиционная составляющая или она слишком мала, то для решения задачи позиционирования, необходима установка позиционирующей пружины. Приведены методики определения параметров позиционирующей пружины для позиционеров, создаваемых на базе пневмомускулов серии MAS фирмы «FESTO». Установлено, что пневмомускул, используемый в качестве линейного пневмодвигателя, создает тянущее усилие, которое при нулевом сокращении пневмомускула в 12...14 раз превышает усилие, развиваемое на обратном ходе пневмоцилиндром равной рабочей площади поршня, при этом удельное усилие (усилие, отнесенное к массе пневмодвигателя) у пневмомускула в 100 раз больше. Это позволяет использовать пневмомускул в качестве нагружающего устройства тормозных, зажимных и натягивающих устройств транспортных систем и мобильных установок. Для использования позиционера в следящей системе управления положением его следует снабдить аналоговым датчиком обратной связи. Полученная экспериментальным путем статическая характеристика созданного физического макета позиционера имеет квазилинейный участок в диапазоне изменения давления управления 2,5...5 бар и хорошо согласуется с результатами расчета. Характер переходного процесса по входному воздействию позволяет рассматривать позиционер как апериодическое звено 1-го порядка с постоянной времени $T = 2...5$ с. В качестве примера исследована возможность использования позиционера при решении задач, связанных с необходимостью стабилизации грузовой платформы в горизонтальном положении, в случае смещения центра тяжести груза относительно вертикальной оси платформы. Результаты работы могут быть использованы и реализуемы при решении задач линейного и углового позиционирования нагрузки в гибких производственных системах, в исполнительных устройствах промышленных роботов и т.д.

Ключевые слова: линейный позиционер, пневмомускул, цилиндрическая мембрана, ромбовидная ячейка.

Введение

В начале 2000-х годов на рынке пневматической аппаратуры появился новый тип пневмодвигателя – пневматический мускул (*Fluidic muscle, Pneumatic artificial muscle, PAM actuator*) [1–7]. Являясь тяговым исполнительным пневмодвигателем одностороннего действия, пневмомускул может найти широкое применение в качестве транспортно-технологических средств мобильных установок. В работе [8] приведены многочисленные примеры использования пневмомускулов в грузоподъемных и зажимных устройствах, системах нагружения фрикционных тормозов, натяжных приспособлениях, в перфораторах

и захватах. Принципиальным отличием пневмомускула от пневмоцилиндра является существенная зависимость развиваемого им усилия от величины сокращения при неизменном избыточном давлении в его внутренней полости. В работах [9, 10] отмечается, что при нулевом сокращении пневмомускул развивает усилие, в 12–14 раз превышающее тянущее усилие дифференциального пневмоцилиндра равной рабочей площади поршня. Целью предлагаемой работы является представление широкому кругу специалистов в области пневмоавтоматики возможности создания на базе пневмомускула линейного позиционера, который может быть использован в робототехнике, в гибких

производственных системах и в логистике грузоподъемных устройств. Возможно использование позиционера и для решения задачи горизонтальной стабилизации нагруженной платформы при смещении центра масс, расположенного на ней груза, относительно вертикальной оси платформы. Результаты исследования статических характеристик физического макета позиционера на базе пневмомускула показали возможность его использования в пневматических следящих системах.

Физические основы функционирования линейного позиционера

В основу работы пневмомускула заложено свойство мембраны изменять свою форму или размеры под действием приложенного к ней избыточного давления рабочего тела (жидкости или газа). В пневмомускулах фирмы «FESTO» используется мембрана цилиндрической формы с твердым дном и крышкой: если во внутренней полости мембраны создать избыточное давление, то ее диаметр увеличится, а длина уменьшится, при этом избыточное давление преобразуется в усилие сокращения мембраны. Способность цилиндрической мембраны укорачиваться обеспечивается винтообразным перекрестным плетением недеформируемых нитей ее корда. После пропитки корда эластомером образуется упругая стенка, обладающая высокой эластичностью и прочностью на разрыв. В местах переплетения нитей формируются ромбовидные ячейки с узлами-шарнирами 1–4 (рис. 1а).

Избыточное давление во внутренней полости цилиндрической мембраны вызывает уве-

личение ее внутреннего радиуса R (рис. 1а), при этом в узлах ромбовидной ячейки возникают окружные F_a и осевые F_b силы, вызывающие удлинение диагонали A и укорачивание диагонали B (рис. 1б). Заполняющий ромбовидную ячейку эластомер оказывает некоторое усилие упругой деформации F_d . Рассмотрим физику процесса деформации мембраны. Тангенс угла α , расположенного напротив горизонтальной диагонали A ромбовидной ячейки, определяется равенством:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{A}{B} = \frac{F_a - F_d}{F_b - F_d} \quad (1)$$

Для определения окружной силы F_a рассмотрим условие равновесия полукольца шириной B (рис. 1в): $F_a = p \cdot R \cdot B + F_d$, где p – избыточное давление во внутренней полости цилиндрической мембраны, Па.

Условие равновесия цилиндрической мембраны в осевом направлении Z определяется равенством:

$$m \cdot (F_b - F_d) - p \cdot \pi R^2 - F = 0,$$

где $m = 2\pi R/A$ – число ромбовидных ячеек на длине окружности $2\pi R$; $p\pi R^2$ – сила давления на дно цилиндрической мембраны; F – осевая сила, вызывающая уменьшение первоначальной длины L цилиндрической мембраны. После преобразования с учетом равенств (1) и $m = 2\pi R/A$, получим значение усилия F в функции $\operatorname{tg} \alpha$:

$$F = p \cdot \pi R^2 \cdot (2 / \operatorname{tg}^2 \alpha - 1). \quad (2)$$

В соответствии с равенствами (1), (2) уменьшение длины диагонали B увеличивает значение $\operatorname{tg} \alpha$, что приводит к потере способности

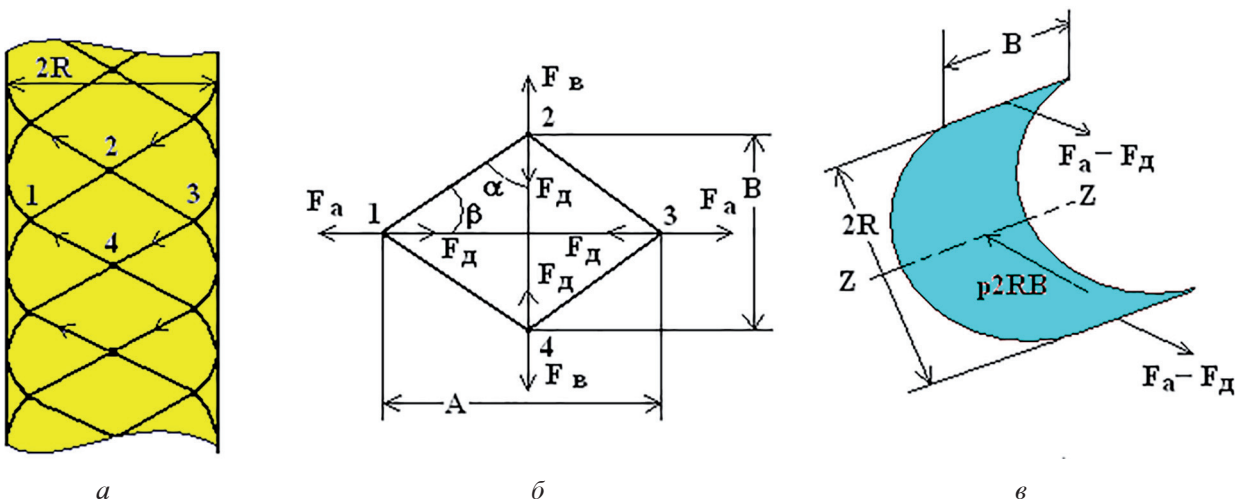


Рис. 1. Структура корда цилиндрической мембраны

пневмомускула создавать усилие сокращения F : условию $F = 0$ соответствует равенство $(2/\operatorname{tg}^2\alpha - 1) = 0$ и критическое значение угла $\alpha_{\text{кр}} = 54,74$ град. Наибольшее усилие пневмомускул развивает при нулевом сокращении $b = 0$, что соответствует начальному значению угла плетения корда α_0 .

Из равенства (2) установим связь между углом и усилием F :

$$\operatorname{tg} \alpha = [2p \cdot \pi R^2 / (F + p \cdot \pi R^2)]^{0,5}.$$

Статические характеристики пневмомускулов серии MAS в координатах «сокращение–усилие» представлены в каталоге фирмы «FESTO» [11], где величина сокращения пневмомускула указана в процентах от его первоначальной длины $b, \% = b/L$.

В работе [10] путем анализа данных каталога фирмы «FESTO» определена прогнозируемая величина угла плетения корда цилиндрической мембраны $(\alpha_0)_{\text{ср}} = 24$ град и дана расчетная оценка максимальной величины сокращения пневмомускула в пределах диапазона изменения углов $\Delta\alpha = \Delta\beta = 54,74 - 24 = 30,74$ град:

- $(\beta_0)_{\text{ср}} = 66$ град; $\sin(\beta_0)_{\text{ср}} = 0,913$; $0,5B = 0,913$;
- $\beta_{\text{кр}} = 35,26$ град; $\sin\beta_{\text{кр}} = 0,578$; $0,5B = 0,578$;
- абсолютное укорачивание диагонали B $\Delta B = 0,913 - 0,578 = 0,335$;
- относительное укорачивание диагонали B $(b, \%)_{\text{max}} = \Delta B / 0,913 = 0,335 / 0,913 = 0,37$.

Таким образом, прогнозируемая наибольшая величина сокращения пневмомускула не может превышать 37% его первоначальной длины L . Действительное значение максимального сокращения пневмомускула может оказаться меньше расчетного из-за влияния жесткости дна и крышки мембраны, а также эластичности эластомера, что влияет на процесс деформации ромбовидной ячейки.

В уравнении (2) присутствуют тригонометрическая функция $\operatorname{tg}^2\alpha$, радиус внутренней полости цилиндрической мембраны $R = R(b)$ и избыточное давление p . С учетом того, что угол связан с величиной сокращения пневмомускула $\alpha = \alpha(b)$, усилие F представляет собой 2-х факторный функционал $F = F(p, b)$ и определяет силовую характеристику пневмомускула в координатах «сокращение – усилие».

Технические возможности создания линейного позиционера на базе пневмомускула

Силовая характеристика пневмомускула типоразмера MAS 10, представленная в каталоге фирмы «FESTO», показана на рис. 2.

Возможность пневмомускула создавать усилие F определяется величиной избыточного давления в его внутренней полости, указанной в разрывах кривых $F = F(b)$ на рис. 2. Большие значения усилия сокращения при сравнительно небольших величинах сокращения делают возможным применение пневмомускулов в системах нагружения тормозных и зажимных

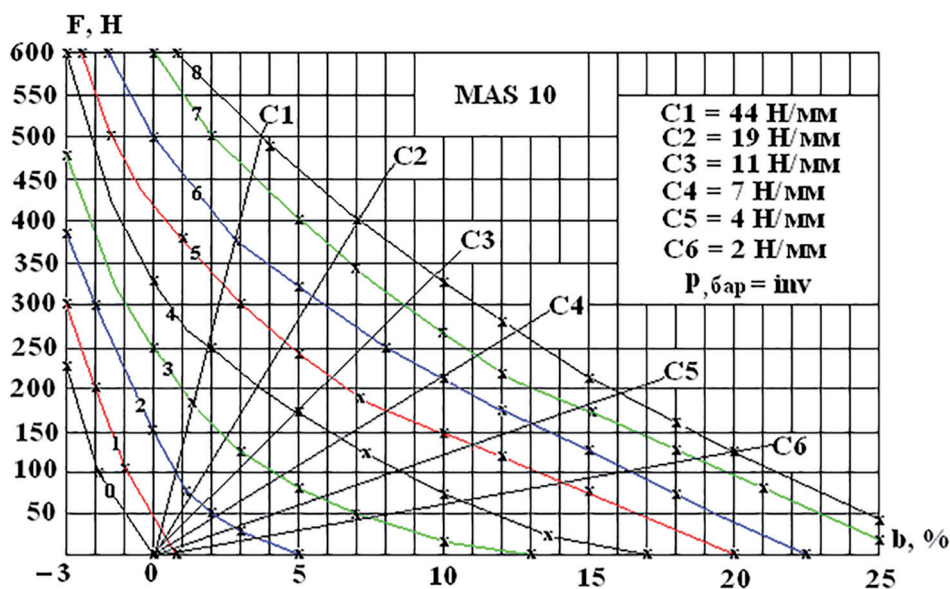


Рис. 2. Характеристика «сокращение – усилие» пневмомускула MAS 10

устройств транспортных средств (3500...5000 Н у пневмомускулов типа MAS 40, рис. 4).

Зависимость силовой характеристики от давления позволяет создать на базе пневмомускула линейный позиционер, если в его нагрузке F_n будет присутствовать позиционная составляющая:

$$F_n = F_0 + F_{\text{поз}}, \quad (3)$$

где F_0 – постоянная составляющая нагрузки; $F_{\text{поз}} = C(b)$ – суммарная позиционная составляющая нагрузки; $C = C_n + C_{\text{пр}}$ – суммарная жесткость позиционной составляющей нагрузки; C_n – жесткость внешней нагрузки; $C_{\text{пр}}$ – жесткость встроенной в пневмомускул пружины; b – абсолютная величина сокращения пневмомускула.

Способность пневмомускула позиционировать нагрузку можно оценить путем наложения характеристики позиционной составляющей нагрузки различной жесткости C_i на силовые характеристики пневмомускулов (рис. 2, 3, 4).

Отрицательные значения сокращения пневмомускула $b = -3\%$ соответствуют допустимому предварительному растяжению пневмомускулов под действием постоянной составляющей нагрузки в отсутствии избыточного давления в их внутренних полостях.

Диапазон позиционирования Δb определяется точкой пересечения силовой характеристики пневмомускула $F = F(b)$ с характеристикой позиционной составляющей нагрузки $F_{\text{поз}} = C(b)$. Например, позиционер, выполненный на базе пневмомускула MAS 10 с исходной длиной $L = 300$ мм и жесткостью нагрузки $C_6 = 2$ Н/мм, будет иметь диапазон позиционирования равный $\Delta b = 20\%$, что соответствует абсолютному значению сокращения пневмомускула $\Delta b = 0,2 \times 300 = 60$ мм при изменении избыточного давления в диапазоне $\Delta p = 0...8$ бар (рис. 2). Увеличение жесткости нагрузки до величины $C_3 = 11$ Н/мм уменьшает диапазон позиционирования до значения $\Delta b = 9,5\%$, что соответствует сокращению пневмомускула $\Delta b = 28,5$ мм. Наличие в уравнении нагрузки (3) позиционера постоянной составляющей F_0 обуславливает необходимость подъема характеристики $F_{\text{поз}} = C(b)$ по вертикальной оси на величину F_0 .

Если величина внешней нагрузки мала $C_n \rightarrow 0$, то в целях получения максимальной величины диапазона позиционирования и возможности возврата позиционера в исходную позицию при $p = 0$ необходимо установить позиционирующую пружину малой жесткости.

Расчетные характеристики «давление – сокращение» $b = b(p)$, $C_i = \text{inv.}$ позиционеров,

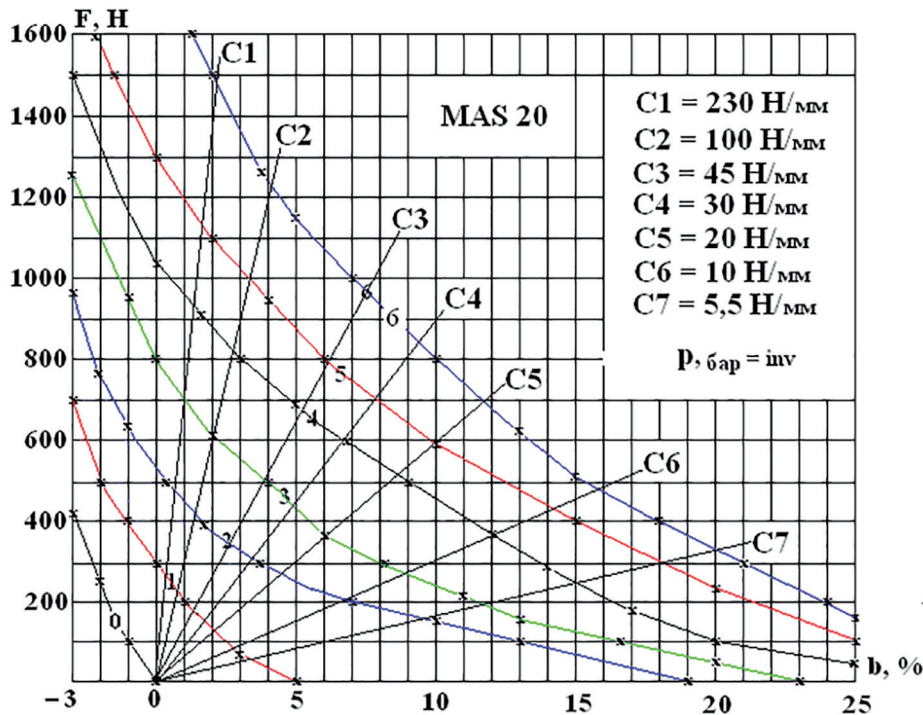


Рис. 3. Характеристика «сокращение – усилие» пневмомускула MAS 20

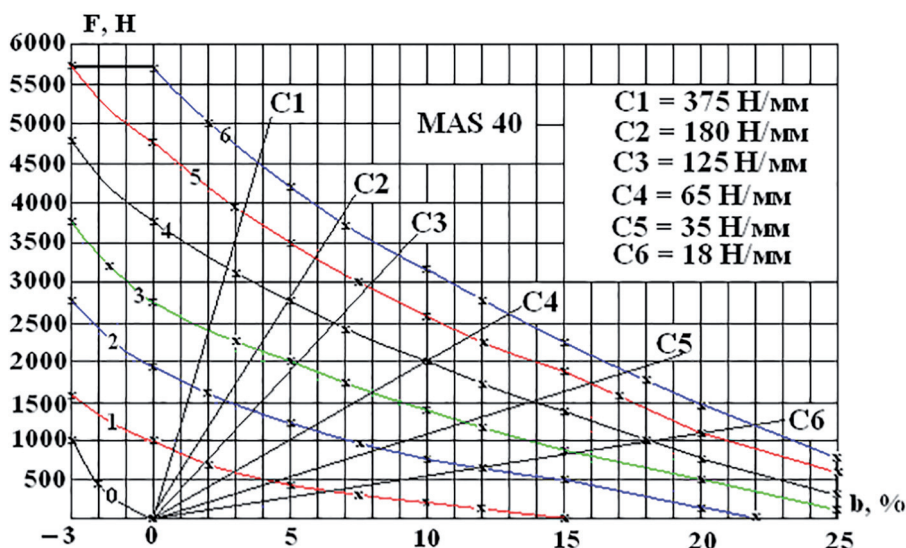


Рис. 4. Характеристика «сокращение – усилие» пневмомускула MAS 40

выполненных на базе пневмомускулов типов MAS 10, MAS 20 и MAS 40 представлены на графиках рис. 5, 6, 7.

При проектировании позиционера необходимо учитывать особенности эксплуатации пневмомускула:

- наибольшая рабочая частота $f = 2 \dots 5$ Гц;
- допустимая максимальная скорость сокращения $V_{max} = 1, 5 \dots 2$ м/сек;
- допустимая величина несоосности заделок пневмомускула $\delta = a/L = 0,02$, где a – линейное смещение осей заделок; L – начальная длина пневмомускула.

На рис. 8 представлены сравнительные оценки влияния жесткости позиционной составляющей нагрузки на диапазон ее позиционирования $\Delta b = \Delta b(C)$ при изменении из-

быточного давления во внутренней полости пневмомускула в пределах $\Delta p = 0 \dots 6$ бар.

Экспериментальное исследование статической характеристики физического макета позиционера

Конструктивная схема макета линейного позиционера, созданного на базе пневмомускула, представлена на рис. 9. Между торцами заделок пневмомускула установлена позиционирующая пружина заданной жесткости $C_{пр}$. В целях возможного использования позиционера в замкнутой системе управления, предусмотрен датчик линейного перемещения потенциометрического типа с характеристикой $U_h = k(h)$, где k – коэффициент передачи преобразователя, В/мм.

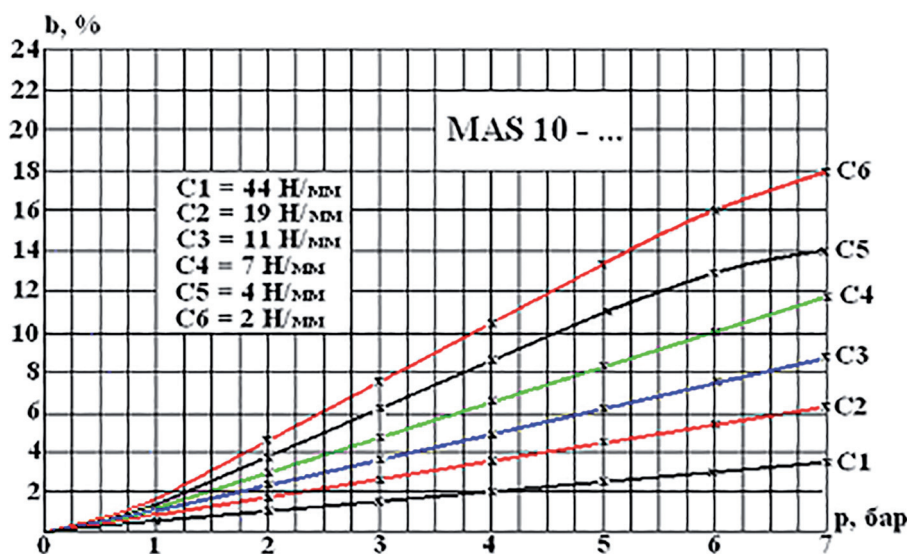


Рис. 5. Характеристика «давление – сокращение» пневмомускула MAS 10

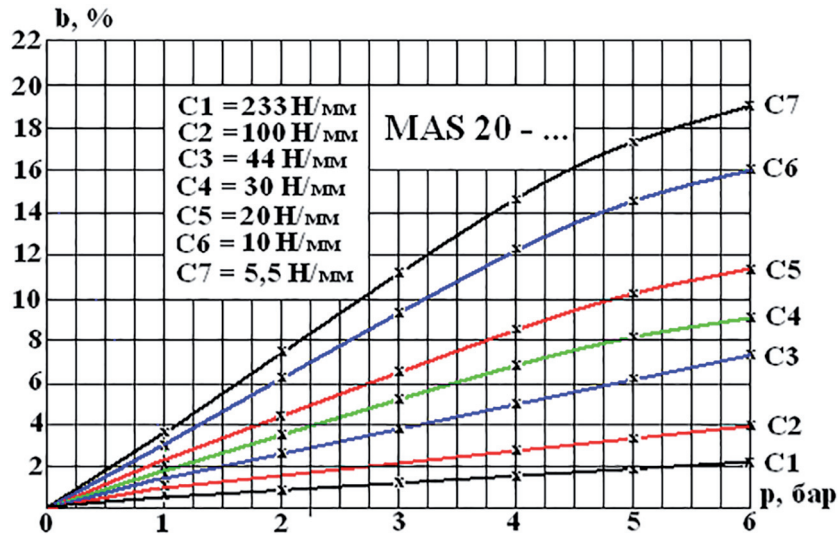


Рис. 6. Характеристика «давление – сокращение» пневмомускула MAS 20

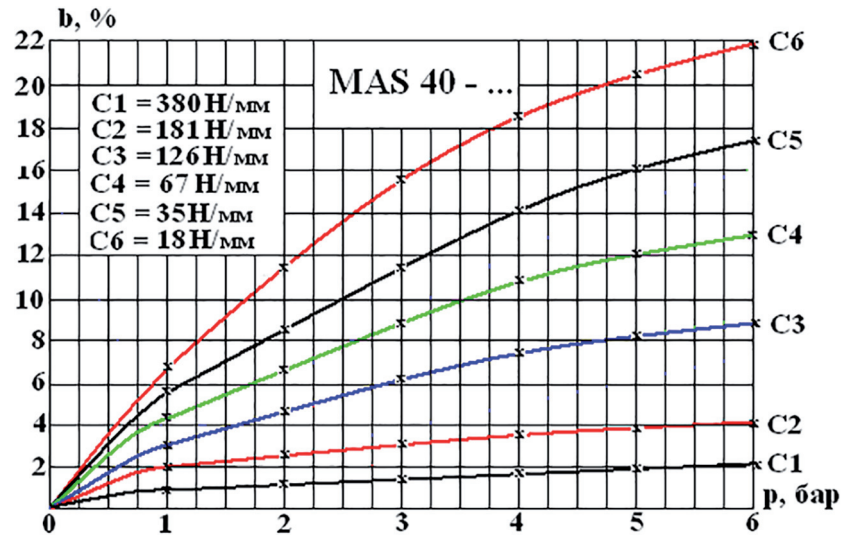


Рис. 7. Характеристика «давление – сокращение» пневмомускула MAS 40

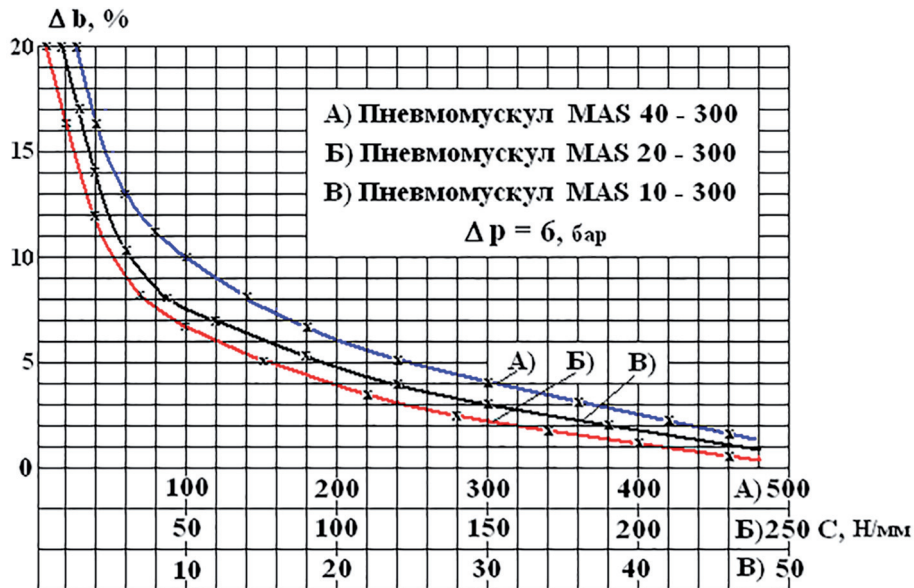


Рис. 8. Влияние жесткости пружины на величину диапазона позиционирования

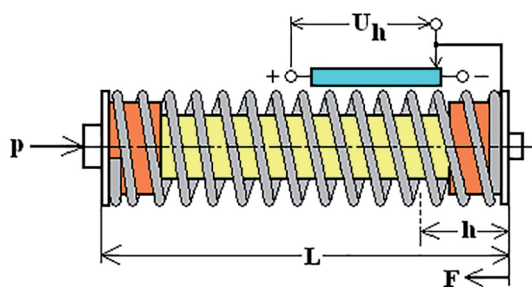


Рис. 9. Конструктивная схема макета линейного позиционера на базе пневмомускула

Физический макет линейного позиционера построен на базе пневмомускула типоразмера MAS 10 – 300. Необходимо отметить, что значения максимальных усилий при нулевом сокращении пневмомускула, приведенные в каталоге фирмы «FESTO» (рис. 2) в среднем в 1,35 раза превышают значения, полученные в результате экспериментального исследования конкретного образца пневмомускула MAS 10 – 300.

В отсутствие нагрузки при изменении избыточного давления в пределах $p = 0 \dots 8$ бар наружный диаметр цилиндрической мембраны пневмомускула увеличивается и принимает максимальное значение $D_{\max} = 1,8D_0$, где D_0 – наружный диаметр мембраны при давлении $p = 0$, при этом цилиндрическая поверхность сохраняется по всей длине пневмомускула.

В основу расчета размеров и жесткости позиционирующей пружины заложен наружный диаметр заделок пневмомускула D_2 , определяющий посадочный диаметр пружины, а также суммарная длина пневмомускула с заделками L_0 и абсолютная величина требуемого диапазона сокращения пневмомускула Δb при заданном усилии $F = F_n$.

В созданном физическом макете позиционера установлена позиционирующая пружина жесткостью $C_{\text{пр}} = 0,65$ Н/мм, которая при снятии давления p обеспечивает возврат пневмомускула в исходное положение. Расчетное значение диапазона позиционирования нагрузки составляет $\Delta b = 60$ мм. При избыточном давлении $p = 6$ бар такой позиционер сохраняет способность удерживать постоянную составляющую нагрузки $F_n = F_0 = 40$ Н.

В процессе исследования и работы с пневмомускулом разработана методика расчета позиционирующей пружины, которая предусматривает следующие процедуры [12]:

1. В соответствии с ГОСТ 13764 – 86 «Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения» определить класс пружины (пружина сжатия с циклическим нагружением и выносливостью $N_F = 1 \times 10^7$ циклов).

Примечание: пружины этого класса при максимальном усилии сжатия $F_3 \leq 800$ Н могут быть выполнены из проволоки диаметром $d = 0,2 \dots 5,0$ мм по ГОСТ 9389 – 75 «Проволока стальная углеродистая холоднотянутая, навиваемая в холодном состоянии и не подвергасмая закалке» марок А, Б, В, классов 1, 2, 2А, 3 нормального ряда диаметров 1,5; 1,60; 1,70; 1,80; 1,90; 2,00; 2,10; 2,20; 2,30; 2,50; 2,80; 3,00; 3,20; 3,40; 3,50; 4,00; 4,20; 4,50; 5,00; 5,50; 6,00.

2. По заданному диапазону позиционирования Δb , мм и величине нагрузки F_0 определить жесткость позиционирующей пружины $C_{\text{пр}} = F_0/\Delta b$ (для позиционера на базе пневмомускула MAS 10 – 300 приняты значения $F_0 = 40$ Н; $\Delta b = 60$ мм; $C_{\text{пр}} = 0,67$ Н/мм).

3. В соответствии с данными каталога фирмы «FESTO» [11], размер под ключ пневмомускулов серии MAS 10, равный $S = 27$ мм, определить величину минимального внутреннего диаметра пружины $D_2 = 31$ мм, а полная длина пневмомускула между торцами заделок равна $L_0 = 360$ мм.

4. Для определения жесткости одного витка пружины C_1 в соответствии с ГОСТ 13764 – 86 следует использовать формулу $C_1 = Gd^4/8D^3$, где $G = 7,85 \times 10^4$ МПа – модуль сдвига для пружинной стали; d – диаметр проволоки, м; $D = D_2 + d$ – средний диаметр пружины.

5. Требуемая жесткость позиционирующей пружины $C_{\text{пр}} = F_0/\Delta b$ связана с жесткостью одного витка C_1 соотношением $C_{\text{пр}} = C_1/n = Gd^4/8nD^3$, где n – число рабочих витков пружины. При определении числа витков пружины необходимо учитывать величину относительного инерционного зазора, ограничивающего наибольшую деформацию пружины $\delta = 1 - F_2/F_3$, где F_2 – сила пружины при рабочей деформации; F_3 – сила пружины при наибольшей деформации. Для пружин сжатия 1 и 2 классов $\delta = 0,05 \dots 0,25$. В результате этого, допустимое значение силы F_3 определяется равенством $F_3 = F_2/(1-\delta)$ и лежит в пределах $F_3 = (1,052 \dots 1,33) F_2$. При расчете пружины целесообразно предварительно задать число рабочих витков пружины с учетом величины шага витка $t \geq (3 \dots 7) d$ и длины пружины в свободном состоянии $n \geq L_0/t$.

Параметры позиционирующей пружины

d , мм	D , мм	$t = 7d$, мм	n	C , Н/мм
2,00	34,0	14,0	25	0,16
2,20	34,2	15,4	23	0,45
2,50	34,5	17,5	20	0,47
2,80	34,8	19,6	18	0,79
2,80	34,8	15,9	22	0,65
3,00	35,0	21,0	17	1,09

Для макета позиционера (рис. 9) приняты значения $D_2 = 0,031$ м, $D \geq 0,031 + d$. С учетом нормального ряда диаметров проволоки, варьируя числом витков пружины $n \approx L_0/(3...7)d$, вычисляем диаметр проволоки $d = (8nCD^3/G)^{0,25}$, который определяет значение жесткости пружины, близкое к требуемому $C_{пр} = 0,67$ Н/мм (табл. 1).

Выбрана пружина, навитая проволокой диаметром $d = 2,8$ мм с числом рабочих витков $n = 22$ и жесткостью $C_{пр} = 0,65$ Н/мм.

Позиционер, выполненный на базе пневмомускула MAS 20 – 300, имеющего диаметр $D_2 = 48$ мм, с прежними требованиями к технической характеристике позиционера $\Delta b = 20\%$; $\Delta b = 60$ мм; $p = 6$ бар; $C_{пр} = 5,5$ Н/мм, должен иметь позиционирующую пружину длиной $L_0 = 373$ мм, намотанную проволокой диаметром $d = 6,5$ мм с числом рабочих витков $n = 22$ и шагом $t = 18$ мм, что соответствует $t = 3d$.

На рис. 10 представлено фото физического макета позиционера, выполненного на базе пневмомускула MAS 10 – 300.

Перед установкой пневмомускула в позиционер была экспериментально исследована



Рис. 10. Фото физического макета линейного позиционера

его силовая характеристика «сокращение – усилие». На силовую характеристику пневмомускула наложена характеристика позиционирующей пружины жесткостью $C_{пр} = 0,7$ Н/мм (рис. 11).

Экспериментально полученная характеристика «давление – перемещение» макета позиционера представлена на рис. 12.

Как следует из графика рис. 12, экспериментальная характеристика $b = b(p)$ хорошо коррелируется с ее расчетным значением, полученным в результате перестроения графика рис. 11. Характеристика нелинейна: квазилинейный участок характеристики определяет ее наиболь-

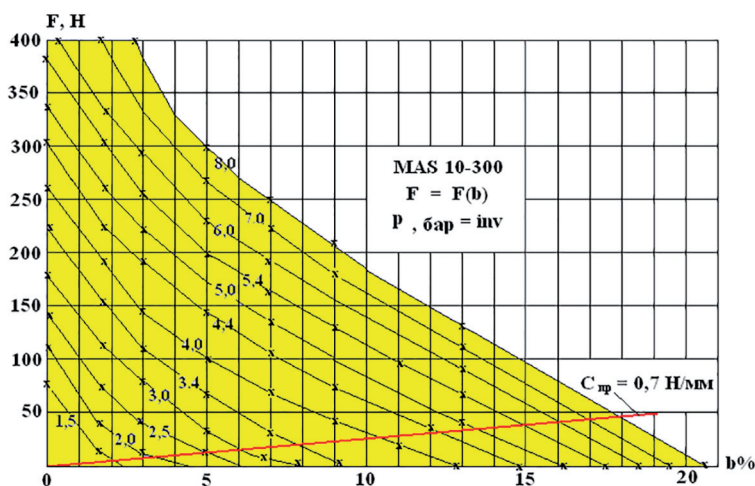


Рис. 11. Экспериментальная характеристика «сокращение – усилие» пневмомускула MAS 10 – 300

шую чувствительность $I_p = \Delta b / \Delta p = 15$ мм/бар и существует в диапазоне изменения давления $\Delta p = 2,5...5,0$ бар. Гистерезисы по перемещению $H_b = \delta b / b_{\max}$ и по давлению $H_p = \delta p / p_{\max}$ равны $H_b = 5\%$ и $H_p = 4\%$, где δb – ширина петли по перемещению; δp – ширина петли по давлению (рис. 12).

Воспроизводимость позиционера по входному воздействию оценивалась при циклическом нагружении пневмомускула постоянным по величине избыточным давлением в диапазоне $p = 0,5...4$ бар до полного завершения переходного процесса. Статистическая оценка воспроизводимости проведена по данным выборки из $n = 40$ замеров перемещения позиционера. Для каждого из значений избыточного давления определены значения математического ожидания $M[X] = \sum X_k p_k = \xi$, дисперсии $D[X] = \sum (X_k - \xi)^2 p_k$, среднего квадратического отклонения $\sigma[X] = (D[X])^{0,5}$ и относительной средней квадратической погрешности по математическому ожиданию $K[X] = \sigma[X] / M[X]$ (коэффициент вариации). Здесь X_k – измеряемая величина сокращения пневмомускула в пределах рабочего диапазона шкалы индикатора, равного 10 мм; p_k – вероятность появления значения X_k в выборке. Необходимо отметить, что наиболее полно оценивает воспроизводимость коэффи-

циент вариации K : чем меньше значение этой величины, тем выше воспроизводимость. Результаты исследования сведены в табл. 2.

Как было отмечено выше, длительность переходного процесса оценивалась по его полному завершению. В скобках столбца $t_{\text{ин}}$ табл. 2 указана длительность переходного процесса при ее традиционной оценке по времени вхождения измеряемой величины в полосу шириной $\pm 5\%$ установившегося значения. По характеру переходного процесса передаточная функция позиционера соответствует апериодическому звену 1-го порядка с постоянной времени $T = 2...5$ сек.

Принципиальная схема следящей системы управления положением нагрузки на базе позиционера представлена на рис. 13. Избыточное давление во внутренней полости пневмомускула (ПМ) задается дросселирующим золотником (ДЗ) с электромагнитным пропорциональным управлением. Аналоговые сигналы задающего (R1) и принимающего (R2) потенциометров оцифровываются в аналого-цифровых преобразователях (АЦП 1, АЦП 2) и поступают на входы программируемого логического контроллера (ПЛК), исполняющего функцию дискриминатора. В цифроаналоговом преобразователе (ЦАП) цифровая вели-

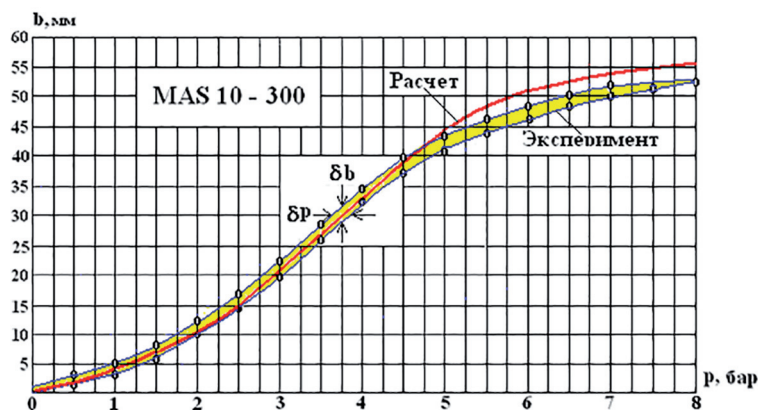


Рис. 12. Экспериментальная характеристика «давление – перемещение» макета позиционера

Таблица 2

Воспроизводимость позиционера по входному воздействию

p , бар	$M[X]$, мм	$D[X]$, мм ²	b , мм	$\sigma [X]$, мм	$K[X]$	$t_{\text{ин}}$, сек
0,5	1,5	0,0012	1,5	0,0347	0,023	8 (5)
1,0	3,6	0,0009	3,6	0,030	0,0083	10 (7)
1,5	6,6	0,00137	6,6	0,037	0,0056	14 (9)
2,5	5,0	0,00137	15,0	0,037	0,0074	20(12)
4,0	5,5	0,0025	32,0	0,050	0,0090	25(15)

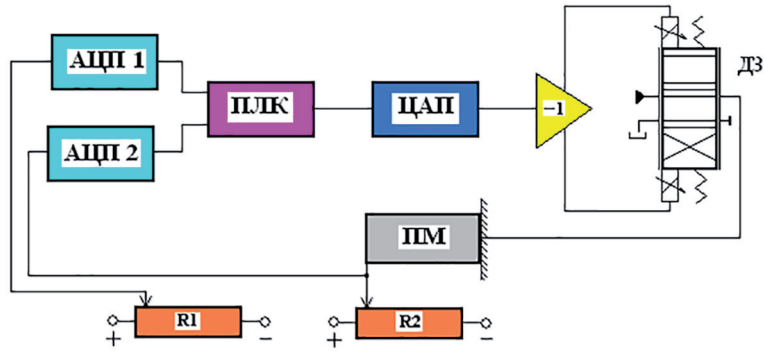


Рис. 13. Принципиальная схема следящей системы управления на базе позиционера

чина сигнала рассогласования преобразуется в аналоговый сигнал, который усиливается электронным усилителем мощности, выходы которого управляют пропорциональными электромагнитами дросселирующего золотника.

Разрешающая способность замкнутой системы позиционирования составила $\Delta b = 50$ мкм и соответствует диаметру проволоки преобразователя.

Возможные области применения линейного позиционера

Линейные позиционеры могут быть использованы в промышленных роботах, обслуживающих гибкие производственные системы [13–17].

В машиностроении, космической технике и в военном деле иногда возникают проблемы, связанные с необходимостью обеспечения штатной горизонтальной позиции грузовой платформы при смещении центра тяжести, установленного на ней груза относительно ее вертикальной оси [16]. Аналогичная задача возникает при установке на платформу добавленного груза, когда главный вектор сил тяжести

оказывается смещенным относительно центра тяжести площади платформы.

Конструктивная схема грузовой платформы, подвешенной на линейных позиционерах, представлена на рис. 14. Диагональные грузовые балки AC и BD платформы подвешены на четырех линейных позиционерах. Предполагается, что сила тяжести платформы G_0 приложена в точке пересечения диагоналей прямоугольника со сторонами $AB = a$ и $BC = b$. При смещении центра тяжести установленного на платформе груза G в произвольную точку E плоскости платформы нагрузка на позиционеры распределяется неравномерно. В соответствии с законом теоретической механики, произвольная система сил, приложенных к твердому телу, равна главному вектору сил R и паре сил с моментом, равным главному моменту L_0 относительно произвольно выбранного центра – точка «O» (в целях упрощения написания формул символы векторов отсутствуют).

Условия равновесия платформы определяются системой двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} R = F_k = 0; \\ L_0 = M_0 (F_k) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

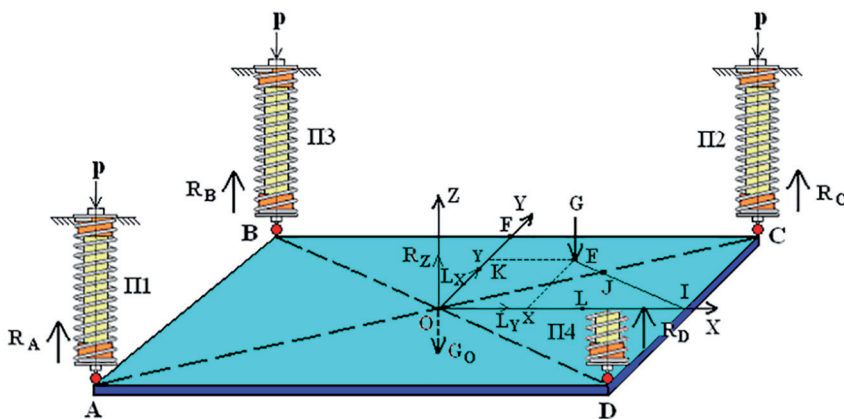


Рис. 14. Конструктивная схема подвески грузовой платформы

В свою очередь, система (4) двух векторных уравнений эквивалентна двум системам алгебраических уравнений равновесия в проекциях на оси координат:

$$\begin{cases} R_X = \sum F_{KX} = 0; \\ R_Y = \sum F_{KY} = 0; \\ R_Z = \sum F_{KZ} = 0; \end{cases} \begin{cases} L_X = \sum M_X(F_K) = 0; \\ L_Y = \sum M_Y(F_K) = 0; \\ L_Z = \sum M_Z(F_K) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

В системе сил, действующих на грузовую платформу, все силы параллельны между собой. В этом случае можно выбрать систему декартовых координат, в которой одна из осей параллельна действию сил (ось OZ). Тогда из шести уравнений системы (5) три выполняются тождественно:

$$R_Z = \sum F_{KZ} = 0; \quad L_X = \sum M_X(F_K) = 0; \\ L_Y = \sum M_Y(F_K) = 0.$$

При составлении уравнений равновесия за положительный момент принят момент, который направлен против движения часовой стрелки, если смотреть из точки начала координат в направлении осей OX и OY (рис. 14). Поэтому если груз G смещается в первом квадранте плоскости OXY в произвольную точку

E с координатами $E = E(0, x, y)$, то система уравнений (5) принимает вид:

$$\begin{cases} R_Z = R_A + R_B + R_C + R_D - G_0 - G = 0; \\ L_X = 0,5aR_A - 0,5aR_B - 0,5aR_C + 0,5aR_D + yG = 0; \\ L_Y = -0,5bR_A - 0,5bR_B + 0,5bR_C + 0,5bR_D - xG = 0. \end{cases}$$

Отсюда разность усилий, действующих на позиционеры П3 и П4, равна:

$$\Delta R_{DB} = R_D - R_B = G \cdot (ax - by) / ab,$$

а разность усилий, действующих на позиционеры П1 и П2:

$$\Delta R_{CA} = R_C - R_A = G \cdot (ax + by) / ab.$$

Влияние смещения груза относительно вертикальной оси платформы на разности усилий, действующих на позиционеры, представлено в табл. 3.

Стабилизация платформы в горизонтальном положении будет реализована совместной работой двух пар позиционеров (П1 – П2) и (П3 – П4), работающих в следящем режиме с использованием датчиков линейного перемещения.

На рис. 15 представлен вариант использования двух линейных позиционеров для управления углом поворота оси. Точность углового позиционирования определяется качеством опоры «О» и кулисной пары 3.

Таблица 3

Влияние смещения центра масс груза на разность усилий

Координаты точек	Точки в первом квадранте плоскости OXY						
	O	F	C	I	J	K	L
X	0	0	0,5b	0,5b	0,25b	0	0,25b
Y	0	0,5a	0,5a	0	0,25a	0,25a	0
ΔR_{CA}	0	0,5G	G	0,5G	0,5G	0,25G	0,25G
ΔR_{DB}	0	-0,5G	0	0,5G	0	-0,25G	0,25G

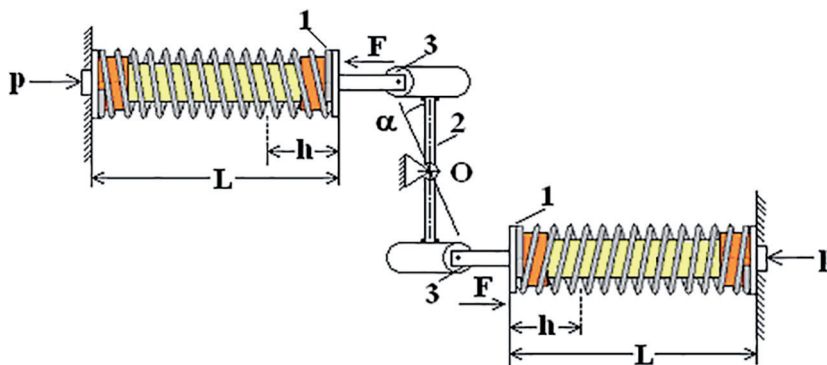


Рис.15. Конструктивная схема углового позиционера

Выводы по результатам исследования

Особенность силовой характеристики пневмомускула позволяет создать на его базе линейный позиционер.

Величина диапазона позиционирования определяется избыточным давлением во внутренней полости пневмомускула и величиной позиционной составляющей нагрузки, в состав которой может входить позиционирующая пружина.

Если величина позиционной составляющей нагрузки мала, то для возврата позиционера в его исходную позицию после снятия нагрузки, требуется установка позиционирующей пружины.

Расчетная характеристика макета позиционера хорошо коррелируется с ее экспериментальным значением.

Воспроизводимость по входному воздействию линейного позиционера высока и составляет 30...50 мкм, при величине гистерезиса по перемещению $H_b = 5\%$ и по входному воздействию $H_p = 4\%$.

Термодинамика изменения состояния реального газа существенно влияет на его движение в дросселирующих устройствах и на процесс заполнения полости пневмомускула, увеличивая длительность переходных процессов.

Передаточная функция линейного позиционера соответствует аperiодическому звену 1-го порядка с постоянной времени $T = 2...5$ сек.

Собственная рабочая частота позиционера не превышает значение $\omega = 2...4$ Гц.

Возможно использование позиционера для решения специальных задач стабилизации положения грузовой платформы транспортных средств и мобильных установок, при смещении установленного на ней груза относительно вертикальной оси.

Литература

1. Алыков А.Н., Драницкий И.О., Усачев К.А. Пневматические мускулы и их применение в робототехнических системах. Эл. журнал «Молодежный научно-технический вестник», № 10, 2015.
2. Шихирин В.Н., Ионова В.Ф. Эластичные механизмы и конструкции: монография. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2006. 286 с.
3. ТРИЗ – анализ направлений проектирования искусственных мускулов. Available at: [http://2015.ru/pdf/kopp Beliaev Schukin.pdf](http://2015.ru/pdf/kopp%20Beliaev%20Schukin.pdf).
4. Pneumatic Artificial Muscle: actuators for robotic and automation. Available at: [http://lucy.vub.ac/be/publications/ Daerden Lefebvre EJMEE.pdf](http://lucy.vub.ac/be/publications/Daerden%20Lefebvre%20EJMEE.pdf).
5. A. Ianci, V. Filip. Experimental studies regarding the behavior of a mechanical system with pneumatic muscle driven by compressed air //The scientific Bulletin of Valahia University. «Materials and Mechanics», 2011, № 6. pp. 160–167.
6. Челпанов И.Б., Ле Дык Тхинь. Пневмодвигатели на основе армированных упругих оболочек. Журнал «Вакуумная техника и технология». Т. 12, № 4. С. 205–210.
7. Колесникова Е. Г., Савинская Е.А., Умнов В.И. Гибкие приводы в робототехнике. Эл. журнал «Механика и машиностроение», № 1, 2012. Available at: <http://mvestnic.istu.irk.ru/?ru/journals/2012/01>.
8. Хессе С. Пневмомускул за работой. Пер. на русский язык, ООО «Фесто - РФ», 2003. Изд-во ЛОГОС. 2004. 140 с.
9. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Пневмомускул: физика, характеристики, применение. Эл. журнал «Гидравлика» № 3, 2017. <http://hydrojournal.ru/it...teristiki-primeneni>
10. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Технические средства пневмоавтоматики: пневмомускул // Машиностроение и компьютерные технологии. 2017, № 10. С. 36–56. <http://technomagelpub.ru>.
11. Каталог продукции фирмы «FESTO». Режим доступа: <http://festo.promsis>
12. Ануриев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. Т. 3, под ред. И.Н. Жестковой. М: Машиностроение, 2001. 864 с.
13. Лоцицкий П.А., Шеховцева Е.Е. Перспективы применения силовых оболочковых элементов в манипуляционных системах. Научно-технический журнал «Робототехника и техническая кибернетика», № 4(5), 2014. С. 68–72.
14. Ле Дык Тхинь. Промышленные роботы с новыми типами пневмоприводов и вакуумными устройствами. Автореферат дисс. на соискание ученой степени к.т.н. СПбГПУ, 2003.
15. T. Szepe, J. Sarosi. Model Based Open Looped Position Control of PAM Actuator// 8th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics. Subotica, Serbia, 10-11 September. 2010. P. 607-609.
16. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Гидропневматическая подвеска стабилизированной по горизонту грузовой платформы. Эл. научно-технический журнал «Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация», № 5, октябрь

2015. DOI: 10.7463/aplts. 0515.0821039. <http://maplantsjournal.ru>.

17. Занозин С.Г., Маслов А.З., Сорокин В.Н. и др. «Механические мышцы MATIS как базовый элемент пропорциональной приводной техники». Научно-практический журнал «Тракторы и сельскохозяйственные машины». 2007, № 6. С. 30–34.
- References**
1. Alykov A.N., Dranickij I.O, Usachev K.A. Pneumatic muscles and their application in robotic systems. *El. zhurnal «Molodezhnyj nauchno-tehnicheskij vestnik»* [Electronic journal “Youth Science and Technology Bulletin”], No 10, 2015 (in Russ.).
 2. SHihirin V.N., Ionova V.F. *Elastichnyye mekhanizmy i konstrukcii: monografiya* [Elastic mechanisms and constructions: monograph]. Irkutsk: Izd-vo IrGTU Publ., 2006. 286 p.
 3. *TRIZ – analiz napravlenij proektirovaniya iskusstvennyh muskulov* [Theory of the resolution of invention-related tasks as analysis of directions of designing of artificial muscles]. URL: [http://2015.ru/pdf/kopp Beliaev Schukin.pdf](http://2015.ru/pdf/kopp%20Beliaev%20Schukin.pdf).
 4. Pneumatic Artificial Muscle: actuators for robotic and automation. URL: [http://lucy.vub.ac/be/publications/ Daerden Lefebvre EJMEE.pdf](http://lucy.vub.ac/be/publications/Daerden%20Lefebvre%20EJMEE.pdf).
 5. A. Ianci, V. Filip. Experimental studies regarding the behavior of a mechanical system with pneumatic muscle driven by compressed air // The scientific Bulletin of Valahia University. «Materials and Mechanics», 2011, No 6. pp. 160–167.
 6. CHelpanov I.B., Le Dyk Thin’. Pneumatic engines based on reinforced elastic shells. *ZHurnal «Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya»*, Vol. 12. No 4, pp. 205–210 (in Russ.).
 7. Kolesnikova E. G., Savinskaya E.A., Umnov V.I. Flexible drives in robotics. *EHL. zhurnal «Mekhanika i mashinostroenie»*, No 1, 2012 (in Russ.). URL: <http://mvestnic.istu.irk.ru/?ru/journals/2012/01>.
 8. Hesse S. *Pnevmomuskul za rabotoj. Per. na russkij yazyk, OOO «Festo - RF»* [Pneumatic muscle during operation. Translation to the Russian language, LLC “Festo – RF”], 2003. Izd-vo LOGOS Publ.. 2004. 140 p.
 9. Efremova K.D., Pil’gunov V.N. Pneumatic muscle: physics, characteristics, application. *EHL. zhurnal «Gidravlika»*. 2017. No 3 (in Russ.). URL: <http://hydrojournal.ru/it...teristiki-primenenie>
 10. Efremova K.D., Pil’gunov V.N. Technical means of pneumatic automation: pneumatic muscle. *Mashinostroenie i komp’yuternye tekhnologii*. 2017. No 10, pp. 36–56 (in Russ.). URL: <http://technomagelpub.ru>.
 11. *Katalog produkcii firmy «FESTO»* [“FESTO” company product catalog]. URL: <http://festo.promsis>
 12. Anur’ev V.I. *Spravochnik konstruktora – mashinostroytelya* [Manual of mechanical engineering designer]. Vol. 3, pod red. I.N. ZHestkovoij. Moscow Mashinostroenie Publ., 2001. 864 p.
 13. Loshchickij P.A., SHEkhovceva E.E. Prospects for the use of power shell elements in manipulation systems. *Nauchno-tehnicheskij zhurnal «Robototekhnika i tekhnicheskaya kibernetika»*, 2014. No 4(5), pp. 68–72 (in Russ.).
 14. Le Dyk Thin’. *Promyshlennyye roboty s novymi tipami pnevmoprivodov i vakuumnymi ustrojstvami. Avtoreferat diss. na soiskanie uchenoj stepeni k.t.n.* [Industrial robots with new types of pneumatic actuators and vacuum devices: abstract to dissertation for degree of candidate of technical sciences]. SPbGPU, 2003.
 15. T. Szepe, J. Sarosi. Model Based Open Looped Position Control of PAM Actuator // 8th IEEE International Symposium on Intelligent Systems and Informatics. Subotica, Serbia, 10-11 September. 2010. P. 607-609.
 16. Pil’gunov V.N., Efremova K.D. Hydropneumatic suspension of a horizontally stabilized cargo platform. *EHL. nauchno-tehnicheskij zhurnal «Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ehkspluataciya»*. No 5, oktyabr’ 2015 (in Russ.). DOI: 10.7463/aplts. 0515.0821039. <http://maplantsjournal.ru>.
 17. Zanozin S.G., Maslov A.Z., Sorokin V.N. i dr. Mechanical muscles MATIS as a base element of proportional drive techniques. «Traktory i sel’skohozyajstvennyye mashiny». 2007. No 6, pp. 30–34 (in Russ.)

LINEAR POSITIONER BASED ON PNEUMATIC MUSCLE

Ph.D. **K.D. Efremova**, Ph.D. **V.N. Pil'gunov**,
Bauman MSTU, Moscow, Russia
efremova.k.d@gmail.com, vnp41@yandex

The main goal of the work is to investigate the technical possibilities of creating a linear positioner on the basis of pneumatic muscle with acceptable characteristics for positioning. The experimental study of the power characteristics of the pneumatic muscle of the MAS 10-300 series of "FESTO" company is carried out. The physical essence of the cylindrical membrane operation is considered, on the basis of which the pneumatic muscle is constructed and a method for calculating the parameters of the positioning spring has been developed. It is shown that if the positional component is present in the load of pneumatic muscle then its rigidity (the dependence of the force on displacement) allows solving the task of positioning by controlling the pressure in the internal cavity of pneumatic muscle. If there is no positional component in the load or it is too small, then a positioning spring is needed to solve the positioning problem. Methods for determining the parameters of the positioning spring for positioners created on the basis of MAS pneumatic muscles of "FESTO" company are given. It has been established that the pneumatic muscle, which is used as a linear pneumatic motor, generates a pulling force which, with zero reduction of the pneumatic muscle, is 12 ... 14 times greater than the force developed on the return stroke by a pneumatic cylinder of equal working area of the piston and the specific force (force referred to the mass of the pneumatic motor) of pneumatic muscle is 100 times larger. This makes it possible to use pneumatic muscle as a loading device for brake, clamping and tensioning devices of transport systems and mobile units. To use the positioner in the tracking position control system, it must be provided with an analog feedback sensor. The static characteristic of the created physical layout of the positioner, obtained experimentally, has a quasilinear section in the range of the control pressure change of 2.5 ... 5 bar and agrees well with the calculation results. The nature of the transient process with respect to the input effect makes it possible to treat the positioner as an aperiodic link of the first order with a time constant $T = 2 \dots 5$ s. As an example, the possibility of using a positioner in solving problems related to the need to stabilize a cargo platform in a horizontal position, in the case of a shift of the center of gravity of the cargo relative to the vertical axis of the platform, was investigated. The results of the work can be used and implemented in solving problems of linear and angular positioning of the load in flexible production systems, in executive devices of industrial robots, etc.

Keywords: linear positioner, pneumatic muscle, cylindrical membrane, diamond-shaped cell.