

УДК 62.85

Динамические характеристики пневматических исполнительных механизмов систем автоматического регулирования и дистанционного управления

С.Н. Прудников, А.А. Подчуфаров

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Dynamic characteristics of pneumatic actuators of automatic and remote control systems

S.N. Prudnikov, A.A. Podchufarov

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: alexey.podchufarov@gmail.com



Расчет и проектирование пневматических приводов со значительно улучшенными динамическими характеристиками является актуальной задачей при создании современных пневматических систем автоматического регулирования. Пневматические исполнительные механизмы нашли широкое применение в системах автоматического регулирования и дистанционного управления и состоят, как правило, из привода и регулирующего или перекрывающего устройства. Мощность и развиваемые усилия привода зависят от моментных и силовых характеристик регулирующего или перекрывающего устройства. На динамические характеристики влияет форма клапана или заслонки. Как правило, такие клапаны и заслонки имеют значительные неуравновешенные моменты, которые должен преодолеть привод. В работе показано, что, применяя профилированные дроссельные заслонки, исследованные на аэродинамических стендах, обладающие существенно меньшим противодействующим моментом, жалюзные заслонки, а также уравновешенные клапаны, возможно использовать пневматические приводы со значительно уменьшенной мощностью. Показаны способы повышения качества регулирования в случае работы пневматических исполнительных механизмов непосредственно в системах автоматического регулирования.

Ключевые слова: пневматический привод, клапан, заслонка, позиционер, исполнительный механизм, перекрывающее устройство.



The calculation and design of pneumatic drives with enhanced dynamic characteristics is very important for developing modern pneumatic automatic control systems. Pneumatic actuators are widely used in automatic and remote control systems and typically consist of a drive and a control or overlapping device. The developed power and force depend on the drive torque and power characteristics of the control or overlapping device. Dynamic characteristics are functions of the valve or shutter shape. It is normal that such valves and shutters have significant unbalanced moments that the drive should overcome. It is shown that the application of shaped throttle valves tested by using aerodynamic testing benches that have a significantly lower counter torque, shutters, as well as balanced valves makes it possible to significantly reduce the power of required pneumatic actuators. Techniques to improve the quality of control in case of pneumatic actuators in automatic control systems are proposed.

Keywords: pneumatic actuator, throttle valve, shutter, positioner, actuator, overlapping device.

В пневматических системах автоматического регулирования в качестве основных элементов управления [1] используются исполнительные устройства, в состав которых входят исполнительные механизмы (приводы) и регулирующие органы (клапаны, заслонки). Аналогично, в дистанционных системах обязательными элементами управления являются пневматические приводы, управляющие перекрывающими устройствами [2, 3].

При расчете динамических характеристик таких систем необходимо учитывать длину пневмомагистрали от электроклапанов до пневмоприводов.

В зависимости от вида чувствительного элемента, воспринимающего энергию сжатого воздуха и преобразующего ее в перестановочное усилие на выходном элементе, применяют следующие пневматические исполнительные механизмы (ИМ): мембранные, поршневые, сильфонные, лопастные и др. (рис. 1).

Цель работы — исследование методов улучшения динамических характеристик приводов и повышения качества регулирования пневматических систем вакуумных и компрессорных установок.

Наиболее распространены мембранные и, в особенности, мембранно-пружинные пневматические исполнительные механизмы (ПИМ). Они просты по конструкции, надежны в работе, функционируют как в комплекте с дополнительными блоками (позиционерами, ручным дублиром), так и без них. Мембранные ПИМ

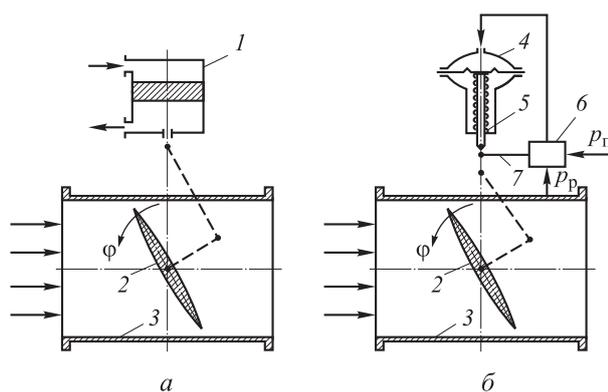


Рис. 1. Исполнительные устройства для пневматических и гидравлических систем управления:

- a* — поршневое исполнительное устройство;
б — мембранное исполнительное устройство с позиционером; 1 — пневмопривод двойного действия;
 2 — регулирующая дроссельная заслонка;
 3 — трубопровод; 4 — мембранный привод; 5 — пружина;
 6 — позиционер; 7 — обратная связь по положению;
 p_n — давление питания, p_p — давление от регулятора

могут развивать перестановочные усилия до 40 000 Н. Различные типоразмеры мембранных ПИМ обеспечивают максимальное перемещение выходного элемента в диапазоне 6...100 мм. Мембранные ПИМ широко используются в системах управления в качестве приводов одно- и двухседельных, трехходовых, шланговых и диафрагмовых регулирующих клапанов регулирующих заслонок.

К широко используемым типам ПИМ также относятся поршневые приводы. Их основными деталями являются цилиндр с хорошо обработанной внутренней поверхностью для уменьшения трения и поршень с уплотнительными деталями (в основном резиновые манжеты или кольца). Как правило, поршневые ПИМ работают с позиционером, поскольку установочные усилия в обоих направлениях создаются энергией сжатого воздуха. Поршневые ПИМ могут обеспечивать перемещение выходного элемента до 400 мм, а перестановочное усилие — до 6 000 Н.

Важным свойством всех ПИМ является их способность сохранять положение выходного элемента при изменении нагрузки за счет сжимаемости воздуха. В этом смысле беспружинные поршневые ПИМ устойчивее мембранных.

Целый ряд регулирующих органов систем управления (шаровые клапаны, дроссельные и жалюзные заслонки) характеризуются весьма высокими величинами неуравновешенности затвора и сил трения и требуют большого крутящего момента для их поворота [4].

Наиболее широкое распространение в качестве регулирующих органов получили дроссельные заслонки поворотного типа. Однако, из-за несимметричности динамических сил протекающей среды на валу плоской заслонки возникает неуравновешенный крутящий момент, стремящийся повернуть заслонку в противоположную сторону (рис. 2).

Для плоской дроссельной заслонки, установленной в трубопроводе круглой формы (рис. 2, *a*), максимальный крутящий момент, Н·м, составляет

$$M_{\max} = 0,0654D^3\Delta p_{\max},$$

где D — диаметр трубопровода, м; Δp_{\max} — максимальный перепад давления, мм вод. ст.

Проведенные продувки на аэродинамических стендах показали возможность существенного снижения значений максимального крутящего момента путем использования профилей заслонок выпукло-вогнутого типа (рис. 2, *б*). У профилированных заслонок, уста-

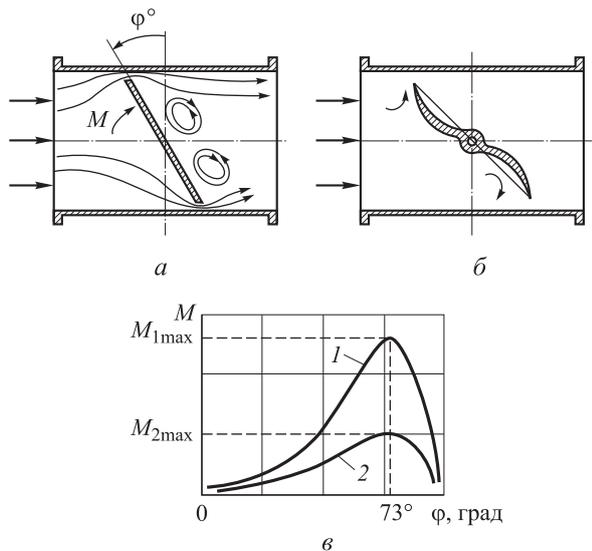


Рис. 2. Регулирующие дроссельные заслонки поворотного типа:

- a* — картина обтекания плоской дроссельной заслонки;
- б* — обтекание выпукло-вогнутой дроссельной заслонки;
- в* — зависимость противодействующего крутящего момента *M* на валу заслонок от угла поворота φ :
- 1 — плоский профиль; 2 — выпукло-вогнутый профиль

новленных в трубопроводах круглой формы, максимальный противодействующий крутящий момент может быть уменьшен в 3–3,5 раза (рис. 2, *в*).

В пневматических системах регулирования с прямоугольными трубопроводами находят применение жалюзные заслонки. Схема такого регулирующего устройства представлена на рис. 3.

Суммарный крутящий момент для жалюзной заслонки

$$M_{ж} = M_{п} / z,$$

где $M_{п}$ — момент одной плоской заслонки,

Таблица 1

Основные параметры ИМ поршневого и мембранного типов

Диаметр условного прохода трубопровода D_y , мм	Давление, соответствующее диаметру условного прохода трубопровода p_y , МПа	Потребный крутящий момент при допустимых перепадах, Н·м		Типоразмер исполнительного механизма	
		МИМ*	ПМ**	МИМ	ПМ
100	2,5	12,8	12,8	250/25	120/120
150	1	20,1	20,1	250/25	120/120
200	1	46	46	320/40	150/150
300	1	87	87	—	—
500	0,6	220	220	400/60	260/220
1 000	0,6	380	380	500/100	340/360

* МИМ — мембранный исполнительный механизм.

** ПМ — поршневой механизм.

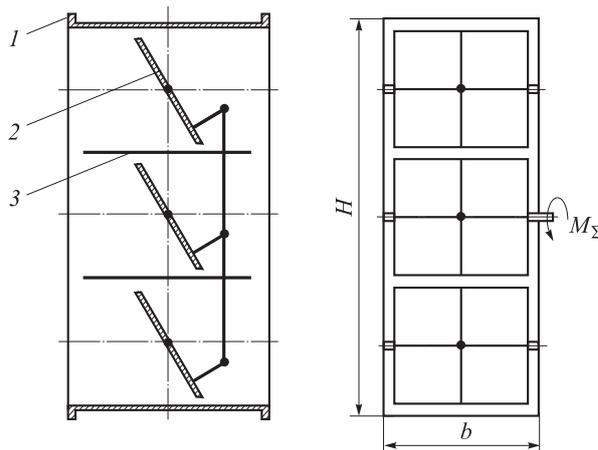


Рис. 3. Трехжалюзная дроссельная заслонка, установленная в трубопроводе прямоугольной формы:

- 1 — корпус; 2 — жалюзи; 3 — отсекатели; *H* — высота трубопровода; *b* — ширина трубопровода

установленной на заданный условный проход; *z* — число жалюзных элементов.

Профилированные заслонки со значительно уменьшенным крутящим моментом (см. рис. 2, *б*) позволяют существенно уменьшить потребляемую мощность привода.

В таблице 1 представлены основные параметры ИМ поршневого и мембранного типов на различные диаметры условного прохода трубопровода D_y .

Так, для управления плоской дроссельной заслонкой на условный диаметр $D_y = 200$ мм потребуется привод, развивающий крутящий момент $M = 46$ Н·м, т.е. необходимо применять мембранный исполнительный механизм МИМ 320/40. Используя в качестве регулирующего органа профилированную заслонку со значи-

тельно уменьшенным крутящим моментом, возможен переход к мембранному приводу МИМ 250/25, поскольку он имеет меньшие размеры и массу. Аналогично, применяя профильные заслонки с поршневым приводом, можно перейти от ПМ 150/150 к приводу ПМ 120/120. Более эффективен переход на пневматические приводы с меньшими усилиями и габаритами для профильных дроссельных заслонок с большими D_y . Профильную заслонку с $D_y = 1\ 000$ мм можно использовать с исполнительным механизмом МИМ 320/40 вместо МИМ 500/100, минуя еще один типоразмер МИМ 400/60. Также успешно можно заменять и поршневые приводы с учетом небольшой корректировки только по величине хода привода.

Наибольший выигрыш при переходе к другим типоразмерам пневматических приводов можно получить за счет повышения точности регулирования [5–9]. В таких системах автоматического регулирования при использовании пневматических приводов целесообразно применение позиционеров (см. рис. 1, б).

Например, при использовании мембранного привода с диаметром заделки мембраны $\varnothing 250$ мм ее эффективная площадь составляет $F = 400\ \text{см}^2$, а усилие, развиваемое ИМ,

$$F(p_2 - p_1), \quad (1)$$

где p_1 и p_2 — предельные давления командного сигнала, действующего на ИМ, $p_1 = 0,2\ \text{Н/м}$; $p_2 = 1\ \text{Н/м}$.

Подставляя значения p_1 и p_2 в зависимость (1), получаем $F(p_2 - p_1) = 320\ \text{Н}$. Такой мембранный привод развивает усилие для перемещения регулирующего органа с нагрузкой $N = 24\ \text{Н}$, при этом собственная погрешность ходовой характеристики ИМ составляет $\Delta l_{\text{ИМ}} = 4\ \%$.

При работе ИМ без позиционера погрешность его ходовой характеристики может быть определена по формуле

$$\Delta l \leq \frac{100N}{F(p_2 - p_1)} + \Delta l_{\text{ИМ}}. \quad (2)$$

Вычисляя Δl по формуле (2), получаем $\Delta l \leq 11,5\ \%$.

При работе ИМ с позиционером, относительная погрешность которого $\Delta l_{\text{поз}} = 1,5\ \%$,

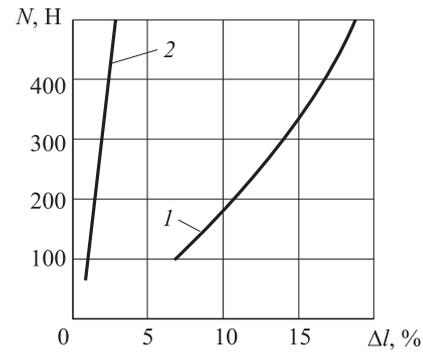


Рис. 4. Зависимость погрешности ходовой характеристики для МИМ $\varnothing 250$ мм от нагрузки: 1 — без позиционера; 2 — с позиционером

при давлении нагрузки $p_{\text{п max}} = 2\ \text{Н/м}$ и зоне отработки $\delta = 0,05$, погрешность его ходовой характеристики

$$\Delta l' \leq \frac{100N}{F(p_2 - p_1)} \frac{1}{1 - \frac{1}{\delta} \frac{p_{\text{п max}} - p_1}{p_2 - p_1}} + \Delta l_{\text{поз}}. \quad (3)$$

С учетом зависимости (3) $\Delta l'$ составит 1,7 %. При этом коэффициент усиления разомкнутой системы позиционера

$$K_{\text{поз}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{\delta} \frac{p_{\text{п max}} - p_1}{p_2 - p_1}}. \quad (4)$$

По зависимости (4) получаем

$$K_{\text{поз}} = \frac{1}{0,05} \frac{2 - 0,2}{1 - 0,2} = 45.$$

Из сравнения величин Δl и $\Delta l'$ следует вывод, что применение позиционера в данном ИМ дает выигрыш в точности ходовой характеристики более, чем в 6 раз. Зависимость погрешности Δl ходовой характеристики ИМ без позиционера и с позиционером от нагрузки N представлены на рис. 4.

Применение позиционеров в ИМ позволяет значительно повысить качество систем регулирования, а также обеспечить переход ИМ на меньшие по габаритам и массам типоразмеры приводов. При этом использование разгруженных клапанов и профилированных заслонок способствует значительному снижению требуемой мощности приводов.

Литература

- [1] Наземцев А.С. *Гидравлические и пневматические системы. Часть 1. Пневматические приводы и средства автоматизации*. Москва, Форум, 2004. 240 с.

- [2] Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. *Гидравлические и пневматические системы. Часть 2. Пневматические приводы и системы. Основы*. Москва, Форум, 2007. 250 с.
- [3] Наземцев А.С. *Пневматические и гидравлические приводы и системы*. Омск, изд-во ОмГТУ, 2008. 88 с.
- [4] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
- [5] Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. *Гидромеханика*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
- [6] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. *Междун. симп. Казань, 5–7 декабря 2006*, Краус, Москва, Измерительные информационные системы, с. 52–159.
- [7] Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., ред. *Вакуумная техника: справочник*. Москва, Машиностроение, 2009. 590 с.
- [8] Егупов Н.Д., Пупков К.А., Гаврилов А.И., Коньков В.Г. *Нестационарные системы автоматического управления*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 632 с.
- [9] Архаров А.М., Афанасьев В.Н., ред. *Теплотехника*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 792 с.

References

- [1] Nazemtsev A.S. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Chast' 1. Pnevmaticheskie privody i sredstva avtomatizatsii* [Hydraulic and pneumatic systems. Part 1: Pneumatic actuators and automation]. Moscow, Forum publ., 2004. 240 p.
- [2] Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Chast' 2. Pnevmaticheskie privody i sistemy. Osnovy* [Hydraulic and pneumatic systems. Part 2. Pneumatic actuators and systems. Basics]. Moscow, Forum publ., 2007. 250 p.
- [3] Nazemtsev A.S. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems]. Omsk, Omsk State Technical University publ., 2008. 88 p.
- [4] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoпривод* [Hydraulics and Hidropnevmoпривод]. Moscow, Bauman Press, 2010. 414 p.
- [5] Popov D.N., Panaiotti S.S., Riabinin M.V. *Gidromekhanika* [Gidromexanika]. Moscow, Bauman Press, 2014. 317 p.
- [6] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. *Mezhdunarodnyi simpozium po izmeritel'nyim informatsionnym sistemam. Kazan', 5–7 dekabria 2006* [International Symposium on measuring information systems. Kazan 5–7 December 2006]. Moscow, Kraus publ., pp. 52–159.
- [7] *Vakuumnaia tekhnika: spravochnik* [Vacuum Technology: A Handbook]. Ed. Demikhov K.E., Panfilov Yu.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 2009. 590 p.
- [8] *Nestatsionarnye sistemy avtomaticheskogo upravleniia* [Unsteady automatic control system]. Ed. Egupov N.D., Pupkov K.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 632 p.
- [9] *Teplotekhnika* [Thermotechnics]. Ed. Arkharov A.M., Afanas'ev V.N. Moscow, Bauman Press, 2011. 792 p.

Статья поступила в редакцию 08.12.2014

Информация об авторах

ПРУДНИКОВ Сергей Николаевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

ПОДЧУФАРОВ Алексей Алексеевич (Москва) — инженер кафедры «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: alexey.podchufarov@gmail.com).

Information about the authors

PRUDNIKOV Sergey Nikolaevich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Vacuum and Compressor Equipment» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).

PODCHUFAROV Aleksey Alekseevich (Moscow) — Engineer of «Refrigeration, Cryogenics, Air Conditioning and Life Support Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Bauman-skaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: alexey.podchufarov@gmail.com).