

Оценка необходимых усилий на уплотнительные элементы в пневматических и вакуумных системах

© С.Н. Прудников

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

При эксплуатации исполнительных устройств в пневматических и гидравлических системах с большими диаметрами условного прохода и значительными перепадами давления возникает задача обеспечения надежной работы непосредственно регулирующих органов — односедельных клапанов, на дисках которых возникают существенные неуравновешенные усилия, что приводит к необходимости использования приводов с увеличенной мощностью. При применении пневматических исполнительных механизмов для обеспечения необходимых скоростей движения поршня привода, а также заданных конечных скоростей посадки клапана на седло следует использовать системы торможения, повышающие надежность работы перекрывающих устройств.

Приведены расчетные данные, позволяющие оценить создаваемые усилия на диске клапана перекрывающего устройства, результаты экспериментальных исследований динамических характеристик пневматических исполнительных устройств с обеспечением заданных по ходу поршня скоростей движения клапана. Рассмотрены способы торможения привода, даны конкретные рекомендации по выбору параметров тормозных устройств. При применении пневматических исполнительных устройств в вакуумных системах необходимо обеспечивать герметичность стыка крышка—камера. Представлены схемы управления исполнительными устройствами с использованием элементов пневмоавтоматики, а также расчетные и экспериментальные данные по оценке утечек через уплотнительные элементы в зависимости от перепадов давления и используемого материала уплотнений.

Ключевые слова: *пневматический клапан, развиваемые усилия, уплотнительный элемент, герметичность уплотнения.*

В пневматических, вакуумных и криогенных системах [1, 2] в качестве регулирующих и перекрывающих устройств широко применяются различные клапаны, управляемые приводами. К таким устройствам предъявляются определенные требования: надежность работы, обеспечение заданного времени срабатывания и закона движения по ходу перекрывающего клапана.

В связи со сжимаемостью воздуха и рядом других факторов, оказывающих влияние на протекающие в приводах процессы, пневматические исполнительные устройства в ряде случаев не могут обеспечить с большой точностью заданный закон движения регулирующего или перекрывающего органа, в том числе и с равномерным его движением.

При эксплуатации пневматических устройств, состоящих из пневмоцилиндра и клапана, используются различные схемы подачи протекающей среды и нагружения клапана (рис. 1).

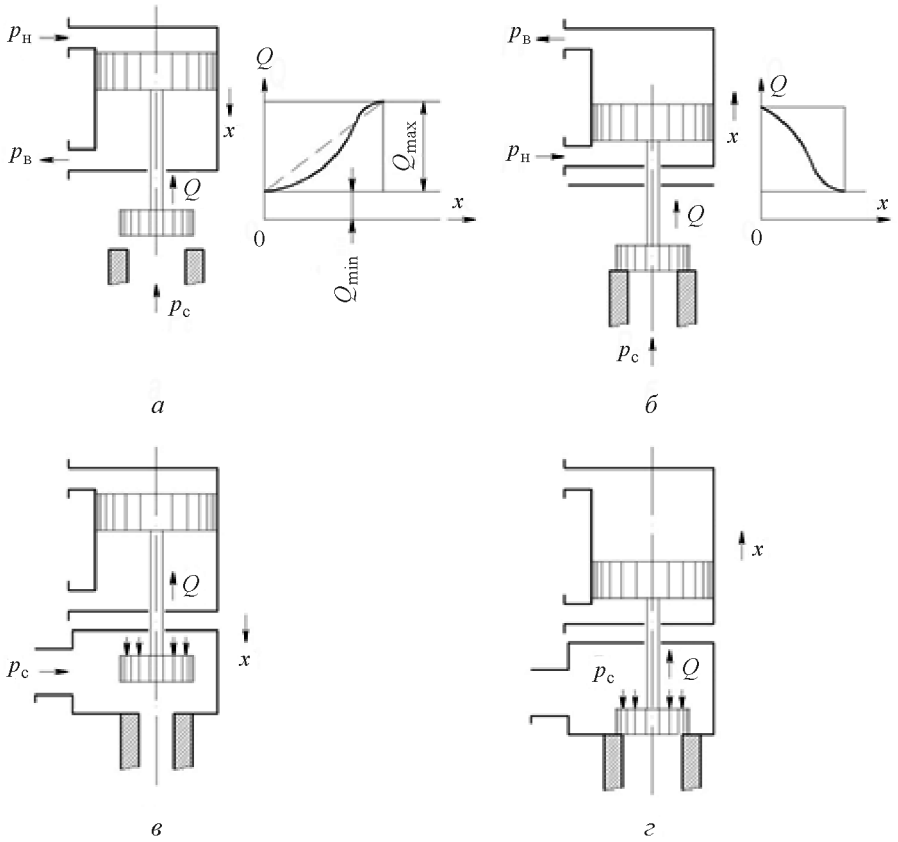


Рис. 1. Различные схемы нагружения клапана:

a, б — давление p_c среды «под клапан» при его закрытии и открытии; *в, г* — давление p_c среды «на клапан» при его закрытии и открытии; p_n, p_v — давления в полостях наполнения и выпуска; x — направление движения поршня; Q — сила, действующая на шток клапана

При давлении среды «под клапан» и движении на закрытие (рис. 1, *a*) наименьшая сила Q_{\min} , действующая от потока среды на клапан, при $x = 0$, т. е. при открытом клапане, составит

$$Q_{\min} = \frac{\pi D^2}{4} \Delta p_{\min},$$

где D — диаметр перекрываемого клапаном отверстия; Δp_{\min} — минимальный перепад давления на клапане.

Максимальное усилие

$$Q_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} p_c.$$

Для обеспечения надежной работы перекрывающего органа целесообразно ограничивать конечную скорость посадки клапана на седло.

В качестве материала для торцевых уплотнений в пневмоклапанах криогенных систем широкое применение находит фторопласт, что обусловлено его исключительной химической стойкостью. Фторопласт обладает ползучестью — свойством, заключающимся в том, что с течением времени под действием постоянной нагрузки материал непрерывно медленно деформируется.

Герметичность соединения зависит от удельного давления, действующего на уплотнение со стороны седла, и должна учитываться типом профиля седла, его высотой и конструкцией. Целесообразно также учитывать погонную нагрузку — усилие, приходящееся на единицу окружности седла (по среднему диаметру D_{cp}) [3, 4]:

$$p = Q / (\pi D_{cp}),$$

где Q — нагрузка.

При определении нагрузки необходимо учитывать усилия пружин, усилие от давления рабочего тела, нагружающего или разгружающего уплотнение. Поскольку значение p не зависит ни от ширины, ни от высоты седла, то оно не отражает истинного значения напряжений в уплотнении, но при этом позволяет сравнивать однотипные по конструкции уплотнения и оценивать работоспособность седел различных типов. Чем больше p , тем выше при прочих равных условиях герметичность. Это будет соблюдаться до тех пор, пока клапан не дойдет до упора в седло (рис. 2), т. е. пока имеет место деформация материала уплотнения. После упора клапана в седло дальнейшее нагружение воспринимается клапаном и практически не влияет на герметичность соединения. Чем больше p , тем меньше при прочих равных условиях ресурс срабатывания резинового уплотнения, так как при наличии больших нагрузок это может приводить к нарушению целостности резины.

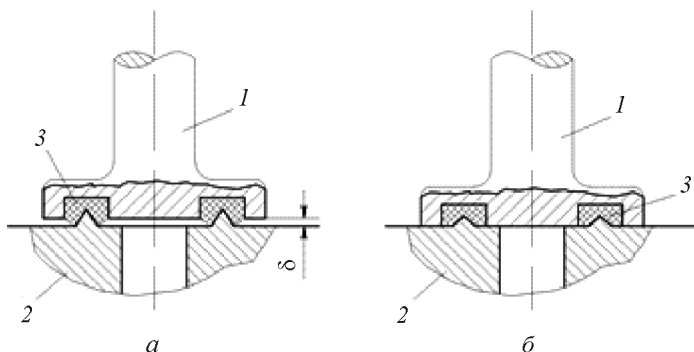


Рис. 2. Схема уплотнения перекрывающего узла:

а — клапан не упирается в седло; *б* — торец клапана упирается в седло; *1* — клапан; *2* — седло клапана; *3* — уплотнительный элемент; δ — зазор

В криогенной технике широко применяются перекрывающие устройства с пневматическим приводом с диаметром условного прохода $D_y = 100 \dots 400$ мм. Принципиальная схема такого перекрывающего устройства представлена на рис. 3.

Наиболее широко применяются пневматические исполнительные устройства с произвольной скоростью движения в середине хода и с торможением в его конце, чтобы избежать удара, недопустимого при выполнении ряда технологических операций. Расчетная схема такого исполнительного устройства приведена на рис. 4.

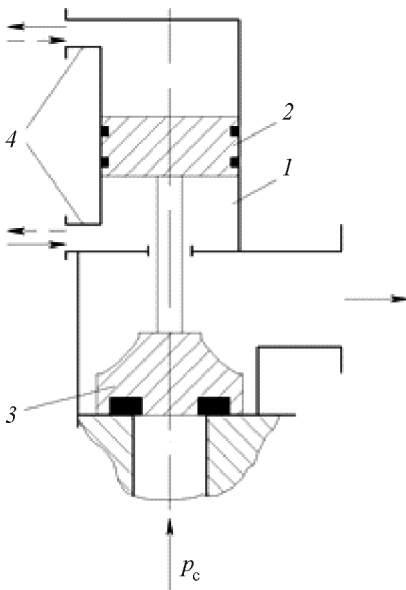


Рис. 3. Перекрывающее устройство с пневмоприводом:

- 1 — пневмоцилиндр; 2 — поршень;
- 3 — клапан; 4 — штуцеры наполнения и выпуска воздуха из магистрали

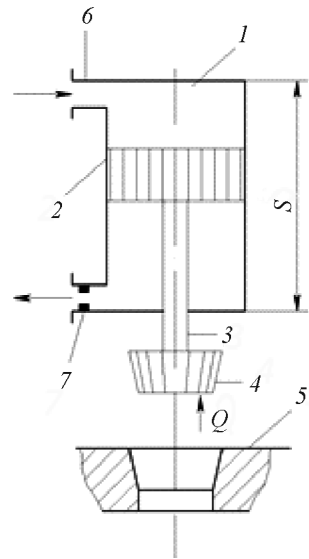


Рис. 4. Расчетная схема исполнительного устройства:

- 1 — пневмоцилиндр; 2 — поршень;
- 3 — шток; 4 — клапан; 5 — седло клапана;
- 6 — штуцер наполнения; 7 — штуцер выпуска с дроссельной шайбой; Q — сила, действующая на шток клапана

Для получения малых скоростей движения клапана целесообразно применять системы торможения со специальными дроссельными шайбами, встроенными в штуцеры цилиндра (рис. 5). Дроссель и обратный пневмоклапан (см. рис. 5) конструктивно выполняются в виде одного узла, установленного в корпусе штуцера 1. Обратный клапан имеет запорный элемент — шайбу 2 и пружину 3. В шайбе выполнены дроссельные отверстия 5. При подаче воздуха в полость наполнения (по стрелке A) пневмоцилиндра шайба под действием давления отжи-

мает пружину и отходит от седла 4, освобождая полное сечение для прохода воздуха. Одновременно в полости выпуска обратный клапан закрыт, и воздух выходит только через дроссельные отверстия (по стрелке Б).

При движении поршня в полости выпуска из-за резкого уменьшения проходного сечения возникает «газовая пружина», которая тормозит поршень. Для обеспечения заданного времени срабатывания устройства необходимо добиваться ускорения поршня в начале хода и его торможения в конце хода. При этом можно задать закон изменения скорости поршня пневмопривода на всем его ходе и его необходимую конечную скорость, что позволит обеспечить безударную посадку клапана, управляемого приводом, на седло.

Экспериментальные исследования с пневмоцилиндрами диаметрами 80, 100 и 150 мм показали, что путем установки в штуцерах выпуска дроссельных шайб можно получать заданные конечные скорости посадки клапана на седло. На рис. 6 приведены зависимости скорости движения клапана от хода привода. Причем для обеспечения надежной работы седел клапана, выполненных из фторопласта-4, предельно допустимая конечная скорость $v_{\text{к}}^{\text{max}}$ при посадке клапана на седло не должна превышать 10 мм/с.

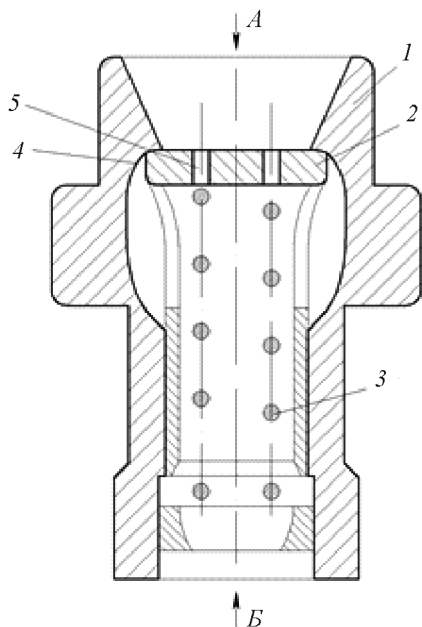


Рис. 5. Схема обратного клапана со встроенным дросселем:
1 — корпус штуцера; 2 — дроссельная шайба; 3 — пружина; 4 — седло; 5 — дроссельные отверстия

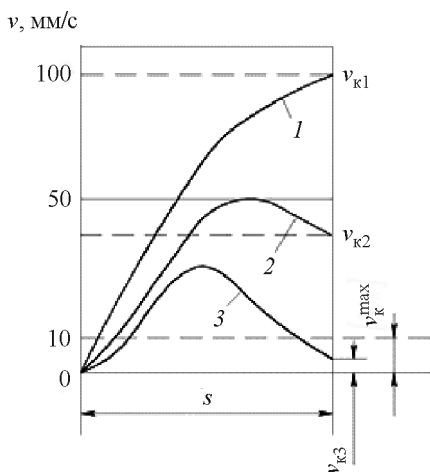


Рис. 6. Зависимость скорости движения клапана от хода привода:
1 — без дросселя в штуцере выпуска; 2 — с дроссельной шайбой диаметром 0,7 мм; 3 — с диаметром 0,5 мм; s — ход привода; $v_{\text{к1}}$, $v_{\text{к2}}$, $v_{\text{к3}}$ — конечные скорости движения клапана

В результате экспериментальных исследований значительное снижение скорости движения привода при подходе клапана к седлу достигается за счет дросселирования воздуха на выпуске (см. рис. 6, кривые 1, 2), т. е. путем установки дроссельных шайб в штуцере выпуска. При определенной минимальной площади дроссельного отверстия может быть достигнута и минимальная конечная скорость движения поршня, которая обеспечивает безударную посадку клапана на седло (см. рис. 6, кривая 3). Использование дросселей в полости выпуска позволяет в 5–10 раз снизить скорость посадки клапана на седло и тем самым повысить надежность работы перекрывающих устройств.

В современных технологических процессах сварки, пайки, различных видов термообработки деталей находят применение вакуумные камеры, в которых в зависимости от того или иного необходимого процесса создается вакуум. В таких камерах используются вакуумные крышки, закрытие которых осуществляется пневматическими или гидравлическими исполнительными механизмами [5, 6], причем в каждом конкретном случае должна обеспечиваться необходимая герметизация камеры.

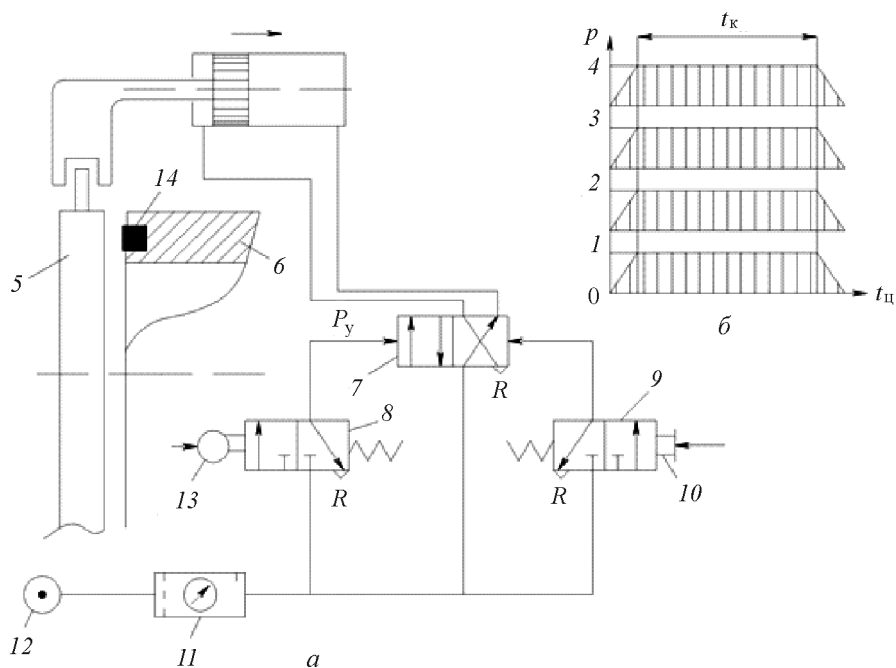


Рис. 7. Схема пневматического управления закрытием крышки вакуумной камеры (а) и циклограмма работы пневмосистемы (б):

1–4 — пневмоцилиндры; 5 — крышка; 6 — камера; 7–9 — воздушораспределители; 10 — датчик положения; 11 — блок подготовки воздуха; 12 — компрессор; 13 — кнопка запуска; 14 — уплотнительный элемент; P_y — управляющий сигнал; t_k — время перемещения крышки; $t_{ц}$ — время цикла

На рис. 7, а приведена принципиальная схема управления крышкой вакуумной камеры, выполненная с применением элементов пневмоавтоматики [7–10]. При этом требуется обеспечить необходимую силу прижатия крышки камеры к уплотнительному элементу. Диаметры пневмоцилиндров $D_y = 150$ мм, подводимое давление воздуха $p = 0,25$ МПа. При подаче управляющего сигнала P_y все четыре цилиндра прижимают крышку камеры к уплотнительному элементу. На рис. 7, б представлена циклограмма работы пневмосистемы. Таким образом, при сжатии уплотнительного элемента корпуса камеры необходимо обеспечить герметичность соединения и минимальные утечки [11].

На рис. 8 приведен график зависимости создаваемого контактного напряжения в вакуумных резинах различных марок в функции модуля упругости этих резин.

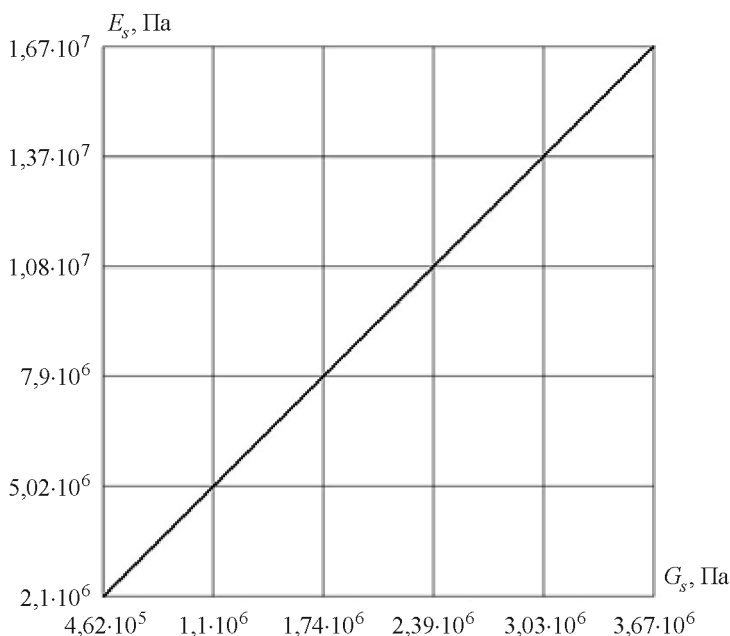


Рис. 8. Зависимость создаваемого контактного напряжения G_s в вакуумных резинах различных марок от их модуля упругости E_s

Используя методику [12], можно определить утечки через различные резиновые уплотнения. На рис. 9 в качестве примера приведены результаты расчетов для термокамеры, содержащей уплотнительные элементы, выполненные из резины различных марок.

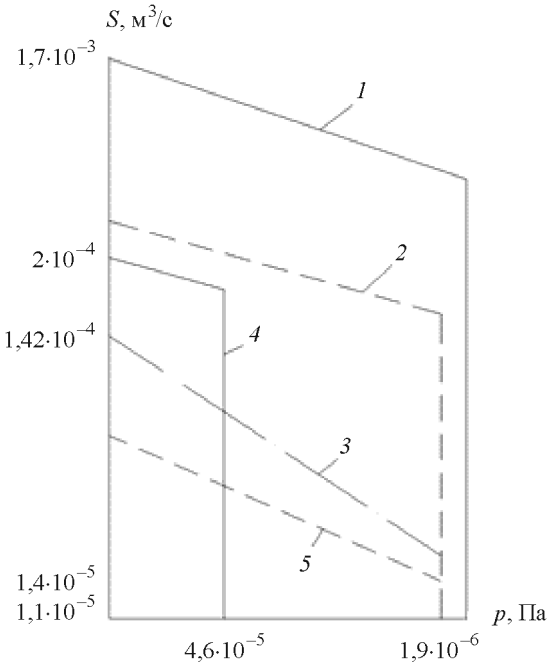


Рис. 9. Зависимость утечек S от давления p в термокамере для различных марок уплотнительной резины:
 1 — VR10-92; 2 — VR-1015; 3 — НРП-2044; 4 — VR-14-23; 5 — VR 78-89

Рассмотренные способы снижения нагрузок на клапаны и уменьшения конечной скорости посадки клапана на седло, а также обеспечения герметичности уплотнительных элементов позволяют существенно повысить долговечность и работоспособность пневматических исполнительных устройств.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., ред. *Вакуумная техника. Справочник.* 3-е изд. перераб. и доп. Москва, Машиностроение, 2009, 590 с.
- [2] Беляков В.П. *Криогенная техника и технология.* Москва, Энергоиздат, 1982, 272 с.
- [3] Эдельман А.И. *Топливные клапаны жидкостных ракетных двигателей.* Москва, Машиностроение, 1970.
- [4] Романенко Н.Т., ред. *Агрегаты пневматических систем летательных аппаратов.* Москва, Машиностроение, 1976, 176 с.
- [5] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, 414 с.
- [6] Попов Д.Н., ред. *Гидромеханика.* 3-е изд., испр. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014, 317 с.
- [7] Наземцев А.С. *Гидравлические и пневматические системы. Ч. 1: Пневматические приводы и средства автоматизации.* Москва, Форум, 2004, 240 с.
- [8] Наземцев А.С. *Гидравлические и пневматические системы. Ч. 2: Пневматические приводы и системы. Основы.* Москва, Форум, 2007, 250 с.
- [9] Пупков К.А., Егупов Н.Д., ред. *Нестационарные системы автоматического управления.* Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 632 с.
- [10] Архаров А.М., Афанасьев В.Н., ред. *Теплотехника.* 3-е изд. перераб. и доп. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 792 с.

- [11] Голубев А.И., Кондаков Л.А., ред. *Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник*. 2-е изд., перераб. и доп. Москва, Машиностроение, 1994, 448 с.
- [12] Аврущенко Б.Х. *Резиновые уплотнители*. Ленинград, Химия, 1978, 136 с.

Статья поступила в редакцию 27.08.2014

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Прудников С.Н. Оценка необходимых усилий на уплотнительные элементы в пневматических и вакуумных системах. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2014, вып. 10.

URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/1308.html>

Прудников Сергей Николаевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: пневматические исполнительные устройства систем автоматического регулирования и дистанционного управления.

Assessment of the required effort on the sealing elements in pneumatic and vacuum systems

S.N. Prudnikov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

When operating the actuator in pneumatic and hydraulic systems with large nominal diameters and significant pressure difference, there arises a task of ensuring error-free performance of regulators directly, i.e. single-seat valves, the disks of which are experiencing significant unbalanced forces. This brings to the necessity of using drives with a larger capacity. The article shows the calculated data to evaluate produced forces on the disc of the valve of the shutoff device, the results of experimental studies of the dynamic characteristics of pneumatic actuators ensuring rate of valve motion specified for piston travel. We consider methods of actuator braking, give specific recommendations on the selection of braking device parameters. When applying pneumatic actuators in vacuum systems it is necessary to ensure the tightness of the joint cover-camera. We offer schemes of actuating mechanism control by using pneumatic automation componentry. The calculated and experimental data evaluate leakage through the sealing elements, depending on the pressure drop and the sealing material used.

Keywords: pneumatic valve, developed force, sealing element, the tightness of the seal.

REFERENCES

- [1] Demikhov K.E., Panfiliv Yu.V., Nikulin N.K. *Vakuumnaya tekhnika. Spravochnik* [Vacuum Equipment. Handbook]. 3rd ed., rev. and enl. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009, 590 p.
- [2] Belyakov V.P. *Kriogennaya tekhnika i tekhnologiya* [Cryogenic Engineering and Technology]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1982, 272 p.
- [3] Edelman A.I. *Toplivnyye klapany zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Fuel valves of liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970.
- [4] Romanenko N.T., ed. *Agregaty pnevmaticheskikh sistem letatelnykh apparatov* [Aggregates of aircraft pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 176 p.
- [5] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and Pneumatic Fluid Power]. Moscow, BMSTU Publ., 2010, 414 p.
- [6] Popov D.N., ed. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. 3rd ed., corrected. Moscow, BMSTU Publ., 2014, 317 p.
- [7] Nazemtsev A.S. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy* [Hydraulic and Pneumatic systems]. *Chast' 1. Pnevmaticheskie privody i sredstva avtomatizatsii* [Part 1. Pneumatic drives and automation means]. Moscow, Forum Publ., 2004, 240 p.
- [8] Nazemtsev A.S. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy* [Hydraulic and Pneumatic systems]. *Chast' 2. Pnevmaticheskie privody i sistemy. Osnovy* [Part 1. Pneumatic drives and systems. Basic foundation.]. Moscow, Forum Publ., 2007, 250 c.
- [9] Pupkov K.A., Egupov N.D., ed. *Nestatsionarnye sistemy avtomaticheskogo upravleniya* [Nonstationary automatic control systems]. Moscow, BMSTU Publ., 2007, 632 c.
- [10] Arkharov A.M., Afanasyev V.N., eds. *Teplo tekhnika* [Heat Engineering]. 3rd ed., rev. and enl. Moscow, BMSTU Publ., 2011, 792 c.

- [11] Golubev A.I., Kondakov L.A., eds. *Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika. Spravochnik* [Sealings and sealing equipment. Handbook]. 2nd ed., rev. and enl. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1994, 448 с.
- [12] Avruschenko B.Kh. *Rezinovye uplotniteli* [Rubber seals]. Leningrad, Khimiya Publ., 1978, 136 p.

Prudnikov S.N., Ph.D., assoc. professor of the Vacuum and Compressor Equipment Department at Bauman Moscow State Technical University.