

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТИПА ПРИВОДА НА ДИНАМИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ И РЕСУРС КЛАПАННЫХ УПЛОТНЕНИЙ АГРЕГАТОВ

©2021

- Ю. И. Кондрашов** доцент кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[kon-urij@yandex.ru](mailto:kon-urij@yandex.ru)
- Е. Н. Ермилова** аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[ermilova6488@gmail.com](mailto:ermilova6488@gmail.com)
- А. Н. Видяскина** магистрант;  
Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва;  
[KEV-vidiaskina@yandex.ru](mailto:KEV-vidiaskina@yandex.ru)

Рассматривается экспериментальное исследование влияния типа привода на динамическое нагружение и ресурс клапанных уплотнений агрегатов. Приведены результаты исследования режимов закрытия клапанов с поршневым и сильфонным приводами при различных скоростях срабатывания клапанов. Установлены различия характеров соударения при исполнении клапанов в части амплитуды повторных соударений при отскоке затвора. Была выполнена оценка влияния режима работы на ресурс работы в обоих вариантах конструктивного исполнения клапана, произведены испытания на предмет потери герметичности.

*Клапанное уплотнение; тарель; седло; агрегат; поршневой привод; сильфонный привод; режим работы; отскок*

---

**Цитирование:** Кондрашов Ю.И., Ермилова Е.Н., Видяскина А.Н. Экспериментальное исследование влияния типа привода на динамическое нагружение и ресурс клапанных уплотнений агрегатов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 2. С. 97-104.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-2-97-104

### Введение

Широкое распространение автоматизированных систем в различных сферах производства промышленной продукции требует от исполнительных агрегатов, входящих в эти системы, долговечной и безопасной работы на протяжении всего жизненного цикла их работы [1; 6].

Ужесточение условий работы агрегатов, рост требований к быстродействию, большие динамические нагрузки в условиях циклического изменения температуры рабочей и окружающей среды в широком диапазоне, воздействие внешних перегрузок приводит к быстрому выходу агрегатов из строя в этих условиях и, прежде всего, наименее надёжных элементов в конструкции агрегата – клапанных уплотнений. Поэтому возникает необходимость исследовать процессы нагружения клапанных уплотнений в условиях динамического нагружения.

### Испытания клапанов

В общем случае срабатывание любого агрегата, при котором элементы клапанного уплотнения (КУ) (тарель и седло) вступают в контакт, включает в себя два этапа: тарель перемещается под воздействием управляющих сил и сил сопротивления переме-

щения; тарель прижимается к седлу, обеспечивая с ним контакт. При этом могут наблюдаться отскоки тарели от седла.

Динамическая нагруженность элемента КУ определяется, главным образом, такими параметрами агрегата, как скорость перемещения затвора (включающего не только тарель клапана, но и подвижные элементы, участвующие в перемещении тарели клапана) и скорость в момент удара о седло затвора [3 – 5].

На динамику срабатывания при перекрытии трубопровода запорной арматурой влияет также тип привода, используемого для этого, особенно пиропривода. Рассмотрим влияние поршневого и сильфонного привода на ресурс агрегата. Критерий долговечности КУ оценивается по количеству циклов срабатывания и потери герметичности.

В качестве объекта для испытаний использовался клапан, представленный на рис. 1, а также этот же клапан, модернизированный под сильфонный привод (рис. 2).

Принципиальная схема измерений представлена на рис. 3.

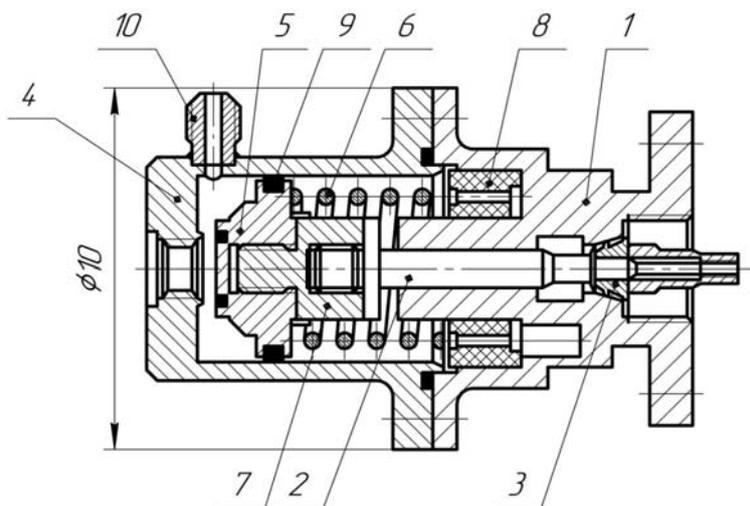


Рис. 1. Клапан с поршневым приводом:

1 – корпус; 2 – шток; 3 – опора; 4 – крышка; 5 – клапан; 6 – пружина;  
7 – переходник; 8 – вкладыш; 9 – резиновое уплотнение (ИРП -1078); 10 – штуцер

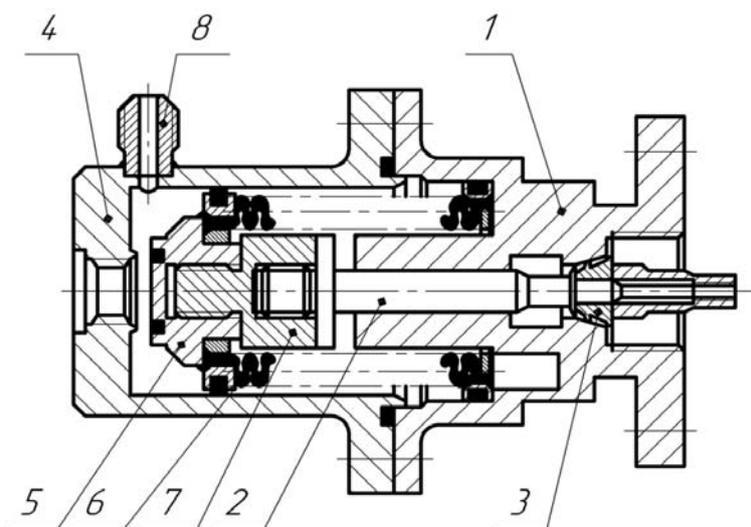


Рис. 2. Клапан с сильфонным приводом:

1 – корпус; 2 – шток; 3 – опора; 4 – крышка; 5 – клапан; 6 – сильфон; 7 – переходник; 8 – штуцер

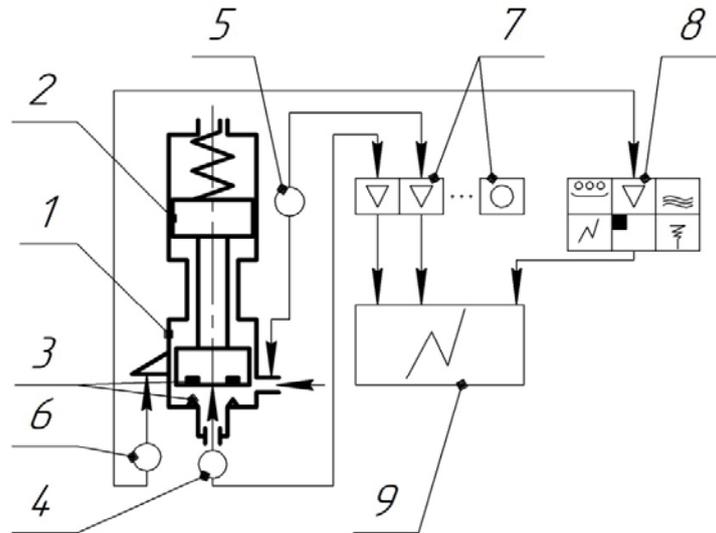


Рис. 3. Схема измерений:

1 – корпус клапана; 2 – пневмопривод; 3 – КУ; 4 – датчик перемещений; 5 – датчик давления; 6 – акселерометр; 7 – усилитель; 8 – система измерения ударов; 9 – система обработки сигналов

Испытания клапанов проводились с использованием пневмосистемы, включающей в себя источник давления сжатого воздуха, перекрывающую и регулирующую арматуру. Давление в полости управления измерялось индуктивными датчиками, а для измерения динамических перемещений подвижных элементов клапана использовался датчик перемещений. Сигнал от датчиков поступал на усилитель 7 (рис. 3), а после усиления – в систему обработки сигналов 9. Вибрации – главным образом реакции клапана на удар затвора о седло – воспринимались акселерометром 6, подключенным к системе для измерения ударов 8.

Исследованию подвергались режимы закрытия клапанов с поршневым и сильфонным приводами при различных скоростях срабатывания клапанов, что дискретно регулировалось с помощью дросселирования проходного сечения магистрали управления. Для данных режимов работы строились осциллограммы асинхронных реализаций управляющего давления и перемещения затвора, а также виброграмма корпуса.

### Результаты испытаний и анализ полученных данных

Согласно приведённым на рис. 4 осциллограммам, управляющее давление из полости под поршнем при закрытии клапана убывает по экспоненциальному закону с незначительной площадкой на кривой, соответствующей перемещению поршня. Кривая перемещения поршня с затвором (клапаном) вначале имеет короткий отрезок разгона, в дальнейшем – вплоть до удара затвора о седло, близка к прямой. В силу этого определение начальной скорости соударения элементов КУ не представляет затруднений. Для показанных на рис. 4 она составляет 0,12 и 0,52 м/с.

Применение сильфона в качестве привода в принципе не изменяет характер перекрытия магистрали. Однако, как видно из рис. 5, этот процесс происходит более плавно и, самое главное, при меньших скоростях соударения затвора о седло, что в конечном итоге существенно влияет на ресурс КУ.

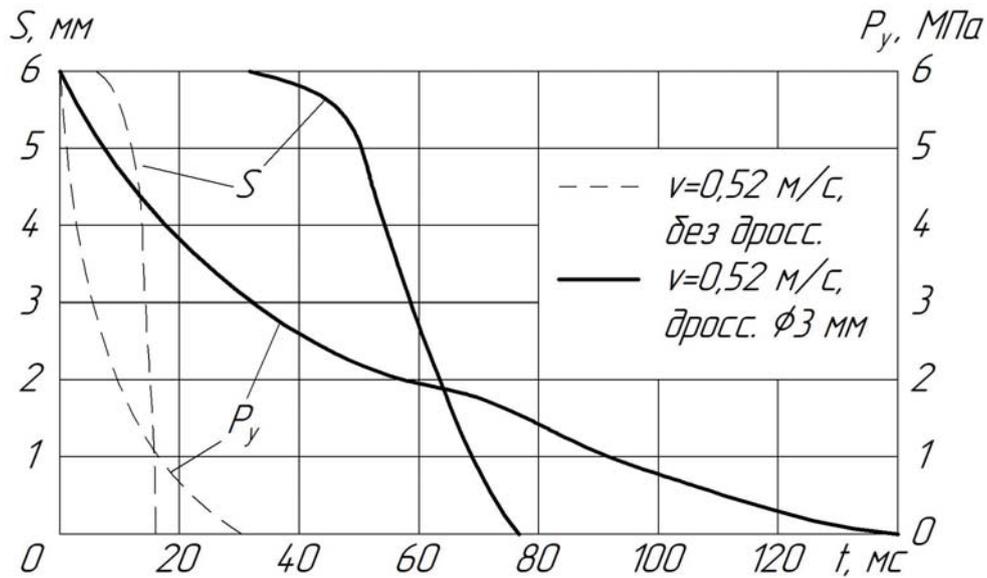


Рис. 4. Осциллограммы управляющего давления  $p_y$  и перемещения затвора  $S$  для клапана (см. рис. 1) с резиновым уплотнителем поршня

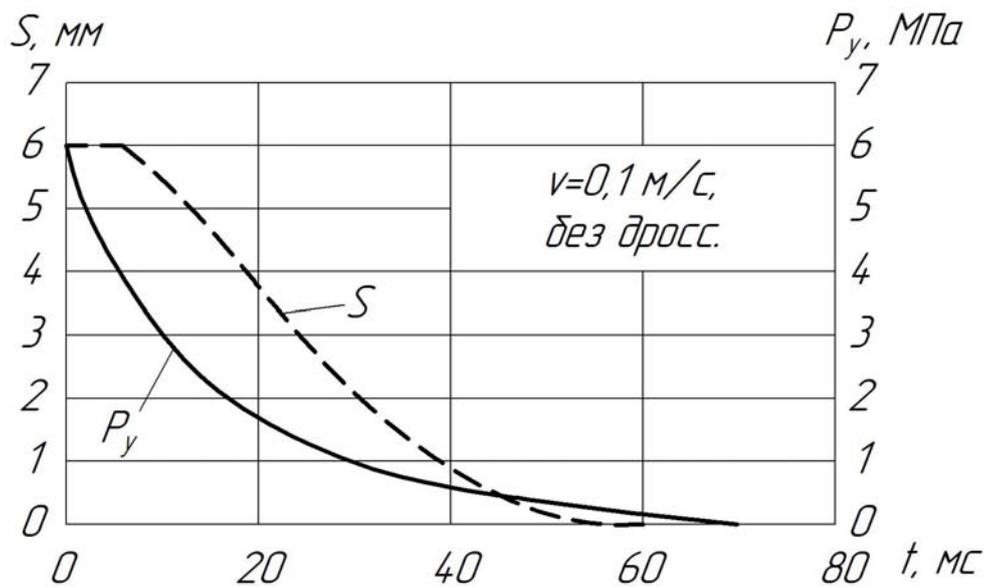
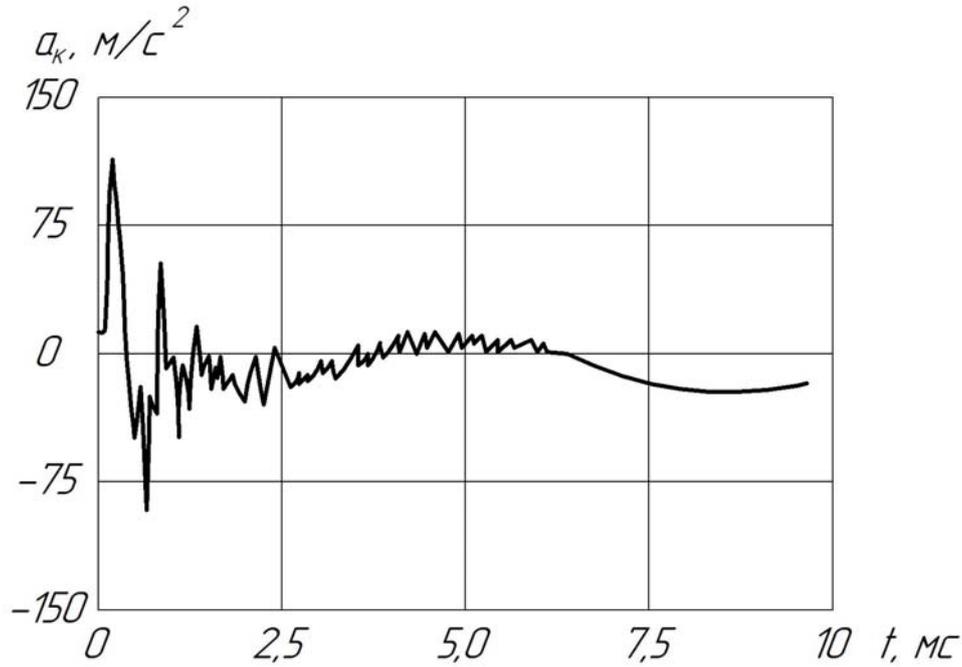
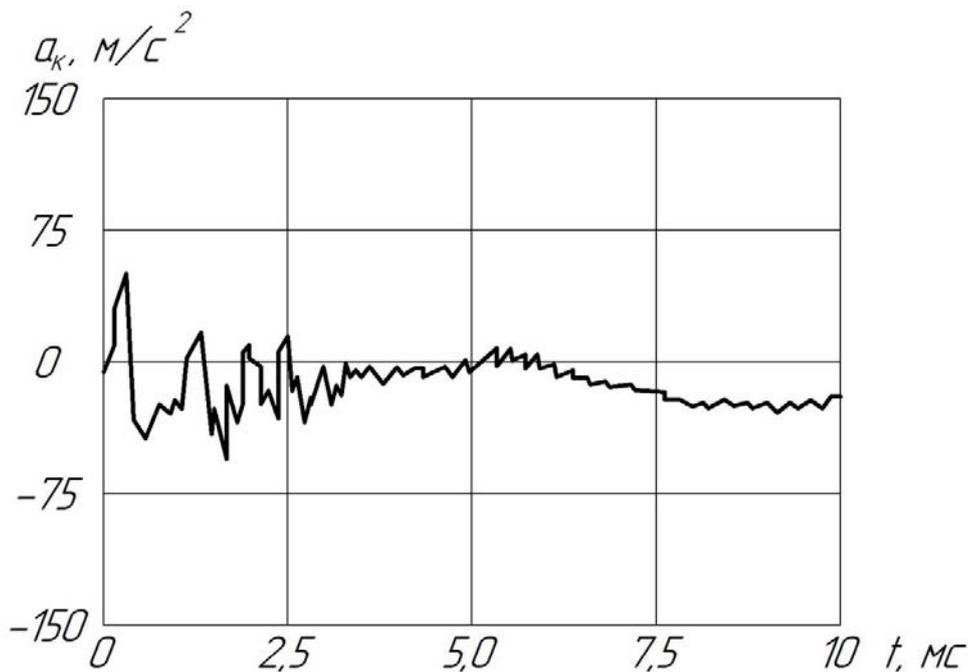


Рис. 5. Осциллограмма управляющего давления  $p_y$  и перемещения затвора  $S$  для клапана (см. рис 2,  $D_y = 10$ ) с сильфонным уплотнением поршня

Проведённый анализ виброграмм корпуса клапана, одновременно снятых в процессе перекрытия магистрали, показывает разный характер соударения при исполнении клапана с поршневым и сильфонным приводом в части амплитуды повторных соударений при отскоке затвора. В первом случае амплитуда значительно больше (рис. 6, а).



а



б

Рис. 6. Виброграмма корпуса:  
 а – поршневой привод ( $v = 0,12$  м/с), дроссель  $d = 3$  мм;  
 б – сифонный привод ( $v = 0,1$  м/с)

Процесс соударения в обоих случаях позволяет отнести его к разряду механических процессов с повторными затухающими соударениями [2; 7]. Типовая зависимость имеющих место при этом относительных перемещений затвора и седла в зоне контакта во времени показана на рис. 7.

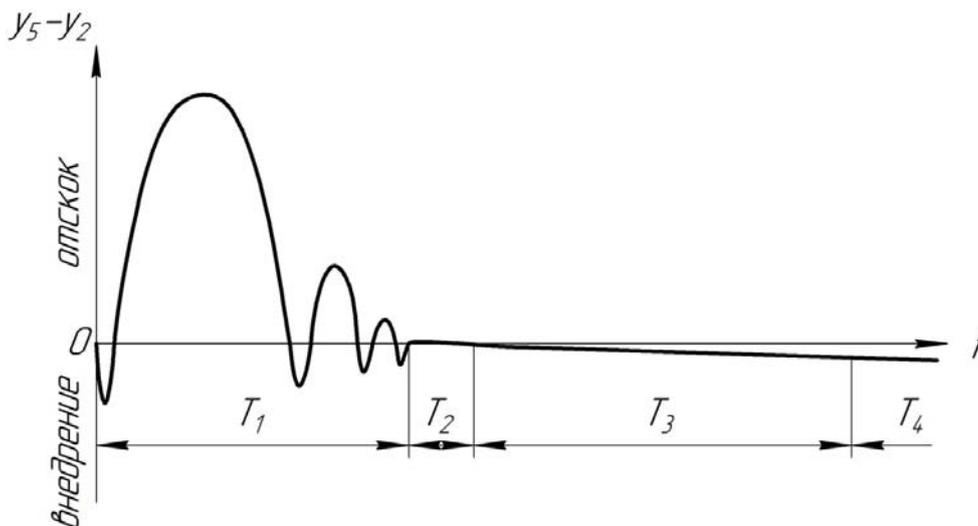


Рис. 7. Типовая зависимость относительных перемещений элементов КУ при соударении в ходе срабатывания клапана

Согласно рис. 7 на этой зависимости можно выделить 4 участка, соответствующие интервалам времени  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$ . Интервал времени  $T_1$  охватывает основные и повторные соударения затвора с седлом с распределением их во времени по закону геометрической прогрессии.

В интервале времени  $T_2$  реализуется процесс застоя, т. е. зависания затвора в течение некоторого времени, пока движущие силы не превысят силы сухого трения.

Интервал  $T_3$ , который обычно является наиболее длительным, обусловлен истечением газа из управляющей полости и магистрали. После его завершения наступает рабочий режим (интервал времени  $T_4$ ) – перекрытие магистрали.

Для рассматриваемого клапана ( $D_y = 10$  мм) интервал времени  $T_1$  не превышает 2,5 мс и представляет определённый интерес его влияние на ресурс клапана.

Для оценки влияния режима  $T_1$  на ресурс в обоих вариантах конструктивного исполнения клапана проводились испытания этих клапанов на предмет потери герметичности по клапану поз. 5 (см. рис. 1, 2) в соответствии с требованиями ГОСТ 9544-2015 [8], класс В, т. е. утечка воздуха для  $DN = 10$  должна быть не более  $3,0 \text{ см}^3/\text{мин}$ .

Результаты испытаний представлены на рис. 8. Замер утечки проводился периодически через каждые 2000 циклов срабатывания. Испытания проводились при температуре  $+20^\circ\text{C}$ .

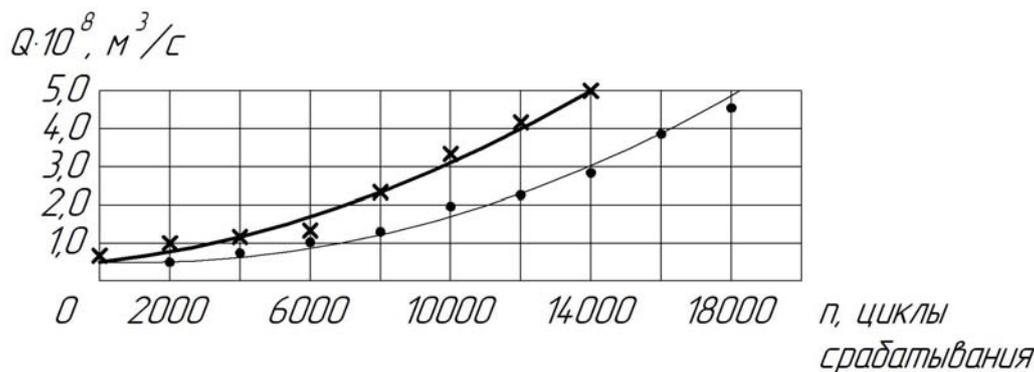


Рис. 8. Величина утечки через КУ при ресурсных испытаниях:  
 × – поршневой привод; • – сильфонный привод

### Заключение

Таким образом видно, что сильфонный привод обеспечивает более длительное сохранение герметичности по КУ по сравнению с поршневым, поскольку обеспечивает более плавную посадку затвора на седло клапана и обладает меньшей амплитудой при отскоке затвора от седла.

### Библиографический список

1. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей / под ред. В.П. Шорина. Самара: НПО «Импульс», 1993. 375 с.
2. Нагаев Р.Ф. Механические процессы с повторными затухающими соударениями. М.: Наука, 1985. 200 с.
3. Квасов В.М., Кондрашов Ю.И. Динамическая нагруженность элементов клапанов // Авиационная промышленность. 1987. № 8. С. 30-31.
4. Сазанов В.П. Расчёты динамического нагружения в задачах прочности и надёжности функционирования топливных пневмоклапанов сверхтяжёлых ракетополетателей // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. 2010. № 2 (26). С. 131-139.
5. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. 272 с.
6. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Кирилин А.Н., Шалавин В.В., Ли Ч.И., Вершигорев В.М., Безводин В.А., Чегодаев А.Д., Бугакова И.О. Гидропневмотопливные клапанные агрегаты с управляемым качеством динамических процессов: учеб.-справ. пособие. Самара: СГАУ, 2000. 546 с.
7. Ли Чжун Ин, Гуан Ин Цзи, Чегодаев Д.Е., Шалавин В.В. Обеспечение долговечности (износостойкости) соударяемых и сопрягаемых поверхностей клапанных агрегатов систем ДЛА и ЛА // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2000. № 2. С. 63-68.
8. ГОСТ 9544-2015. Арматура трубопроводная. Нормы герметичности затворов. М.: Стандартинформ, 2015. 56 с.

### AN EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE OF VALVE DRIVE TYPE ON THE DYNAMIC LOADING AND SERVICE LIFE OF VALVE SEALS OF UNITS

© 2021

- Yu. I. Kondrashov** Senior Lecturer, Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[kon-urij@yandex.ru](mailto:kon-urij@yandex.ru)
- E. N. Ermilova** Postgraduate Student, Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[ermilova6488@gmail.com](mailto:ermilova6488@gmail.com)
- A. N. Vidyaskina** Master's Degree Student, Department of Power Plant Automatic Systems;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[vidiaskina@gmail.ru](mailto:vidiaskina@gmail.ru)

The article discusses an experimental study of the influence of the valve drive type on the dynamic loading and service life of valve seals of units. The results of research of the modes of closing of piston valves and bellows valves at different response speeds are presented. The differences in the amplitude characteristics of repeated impact, arising from the rapid return motion of the valve's trim, in the piston and bellows versions of the valve are established. The influence of the operating mode on the service life in both versions of the valve design was assessed, and pressurized leakage tests were also carried out.

*Valve seal; valve plate; valve seat; unit; piston valve; bellows valve; operating mode; rapid return motion*

---

*Citation:* Kondrashov Yu.I., Ermilova E.N., Vidyaskina A.N. An experimental study of the influence of valve drive type on the dynamic loading and service life of valve seals of units. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 2. P. 97-104. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-2-97-104

## References

1. *Osnovy sozdaniya agregatov avtomatiki pnevmogidravlicheskih sistem letatel'nykh apparatov i dvigateley / pod red. V.P. Shorina* [Basics of development of automatic units for pneumatic hydraulic systems of aircraft and engines / ed. by V.P. Shorin]. Samara: NPO «Impul's» Publ., 1993. 375 p.
2. Nagaev R.F. *Mekhanicheskie protsessy s povtornymi zatukhayushchimi soudareniyami* [Mechanical processes with repeated damped impacts]. Moscow: Nauka Publ., 1985. 200 p.
3. Kvasov V.M., Kondrashov Yu.I. Dynamic loading of valve elements. *Aviation Industry*. 1987. No. 8. P. 30-31. (In Russ.)
4. Sazanov V.P. Dynamic loading calculations at working in tasks of providing of durability and reliability of superheavy launch vehicles fuel pneumatic valves functioning. *Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*. 2010. No. 2 (26). P. 131-139. (In Russ.)
5. Gerts E.V., Kreynin G.V. *Raschet pnevmoprivodov. Spravochnoe posobie* [Calculation of pneumatic drives]. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1975. 272 p.
6. Chegodaev D.E., Mulyukin O.P., Kirilin A.N., Shalavin V.V., Li Ch.I., Vershigorov V.M., Bevodin V.A., Chegodaev A.D., Bugakova I.O. *Gidropnevmotoplivnye klapannye agregaty s upravlyaemym kachestvom dinamicheskikh protsessov: ucheb.-sprav. posobie* [Hydraulic pneumatic valve fuel systems with controlled quality of dynamic processes]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2000. 546 p.
7. Li Chzhun In, Guan In Czi, Chegodaev D.E., Shalavin V.V. Ensuring durability (wear resistance) of the impacting and mating surfaces of valve assemblies of flight-type engines and aircraft systems. *Engineering and Automation Problems*. 2000. No. 2. P. 63-68. (In Russ.)
8. GOST 9544-2015. Pipeline valves. Leakage rates of valves. Moscow: Standartinform Publ., 2015. 56 p. (In Russ.)