

СРАВНЕНИЕ РАЗНЫХ СПОСОБОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА

С.В. Ермаков

semtem1998fem@gmail.com

К.В. Грачев

cos.gra4ew@yandex.ru

М.В. Сиухин

siukhin@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Выполнено сравнение двух различных способов моделирования работы демпфирующего устройства гидравлического цилиндра. Построена математическая модель и получена геометрия проточной части устройства. Проведено моделирование работы гидравлического цилиндра с демпфирующим устройством в среде MATLAB Simulink, а также моделирование работы гидравлического цилиндра с использованием численного решения уравнения Навье — Стокса для описания движения рабочей жидкости в демпфирующем устройстве гидроцилиндра в программном комплексе STAR-CCM+. Выполнено сравнение расчетов скорости движения штока гидравлического цилиндра при использовании описанных выше моделей. Установлена целесообразность учета гидродинамики жидкости при расчете демпфирующего устройства гидравлического цилиндра.

Ключевые слова

Демпфирующее устройство, гидроцилиндр, динамическая модель, нестационарный расчет, дросселирование жидкости, золотниковый распределитель, коэффициент трения, модель жидкости

Поступила в редакцию 04.05.2022

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022

Введение. В современной технике большое распространение получили гидравлические исполнительные механизмы — устройства, в которых происходит преобразование гидравлической энергии в механическую работу. Это объемные гидродвигатели, являющиеся связующим между гидравлической системой и рабочей машиной. Они обладают высокой энергонасыщенностью, позволяют осуществлять линейное, поворотное или вращательное движение [1]. Объемные гидродвигатели можно разделить на три типа: гидромоторы, гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели. В настоящей статье рассмотрен гидроцилиндр.

Гидравлический цилиндр представляет собой объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным перемещением подвижного элемента. Также гидроцилиндры широко используются для поворота вала привода на ограниченный угол (не более 120°) [2]. В зависимости от конструкции гидравлические цилиндры можно разделить на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. В данной статье рассмотрен поршневой гидроцилиндр.

Поршневой гидравлический цилиндр является наиболее распространенным благодаря простой конструкции и высокой надежности. Гидроцилиндром данного типа называют цилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком [3]. В зависимости от функционального назначения гидравлические цилиндры могут быть одностороннего и двустороннего действия. Цилиндр одностороннего действия может преодолевать внешнюю нагрузку лишь при движении в какую-либо одну сторону, а двустороннего действия в обе стороны [4].

В большинстве механических систем гидравлические цилиндры используются для передвижения тяжелых механизмов с достаточно большими ускорениями. Следовательно, возможна деформация или даже разрушение цилиндра при ударе поршня о крышку цилиндра вследствие возникновения критических напряжений. Для торможения поршня в конце его хода устанавливают специальные тормозные устройства — демпферы. В крышках гидравлических цилиндров выполняют гнезда 1 и 2 (рис. 1), а на поршне соответствующие цилиндрические выступы 6 и 7, образующие с гнездами малые радиальные зазоры. В конце хода поршня жидкость из кольцевого объема 5 будет вытесняться через дроссель 3 и кольцевую щель, сопротивление которых велико, и скорость поршня уменьшится. Для быстрого заполнения цилиндра в начале хода в обход дросселя 3 и щели предусмотрены обратные клапаны 4 [5].

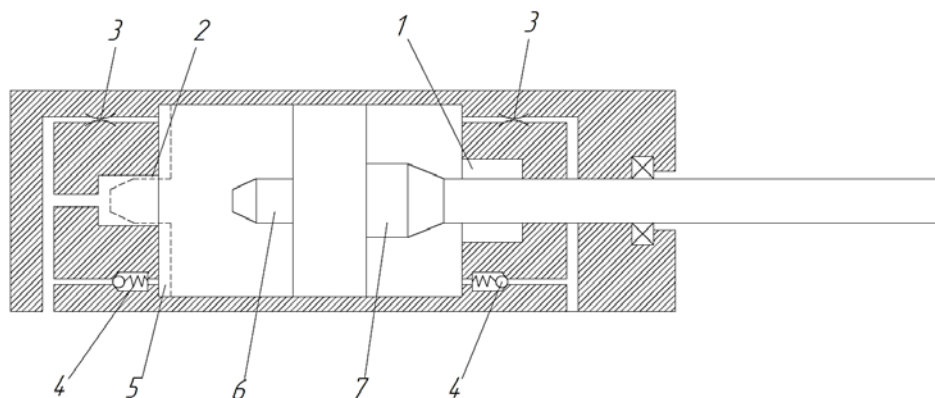


Рис. 1. Гидроцилиндр с демпфером

Расчет движения штока с использованием уравнения Навье — Стокса для описания движения жидкости в демпфере цилиндра. В ходе работы проведен расчет гидродинамики исследуемого демпфирующего устройства в пакете Star-CCM+. Для этого, согласно геометрии гидроцилиндра (рис. 2), в программный пакет загружены сведения о геометрии проточной части исполнительного механизма (размеры в метрах).

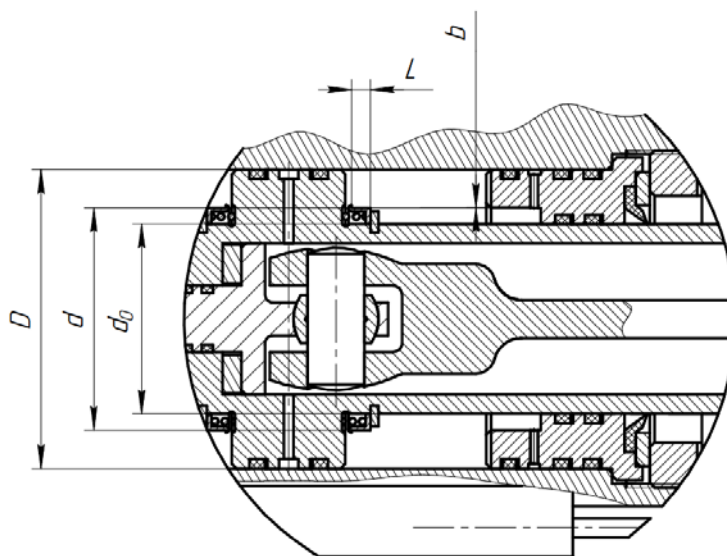


Рис. 2. Элемент чертежа исполнительного механизма:
 D — диаметр поршня; d — диаметр радиального зазора; d_0 — диаметр штока;
 b — радиальный зазор; L — рабочая длина демпфирующего устройства

В целях сокращения машинного времени расчета уравнений гидродинамики [6] вместо полноценной геометрии проточной части использовалась ее доля. В гидравлических приводах гидроцилиндры управляются золотниковым распределителем, который в использованной для исследования модели заменен на дроссели в линии нагнетания и слива (рис. 3). Дроссели имитируют случай полного открытия окон золотникового распределителя.

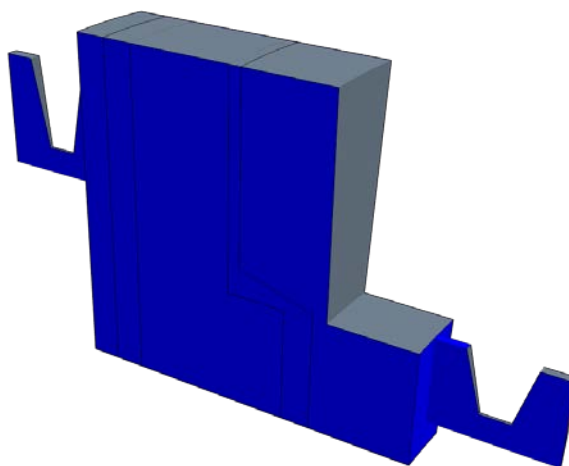


Рис. 3. Геометрия проточной части

Для построения расчетной сетки использованы модели генератора поверхностной сетки, многогранных ячеек и призматического слоя [7].

Путем объемного контроля сетки размер ячейки в местах радиального зазора уменьшен до значений в несколько микрометров. Такие размеры необходимы вследствие малых размеров (десятки микрометров) радиального зазора демпфирующего устройства, через которое происходит дросселирование замкнутого объема жидкости.

Были рассмотрены следующие физические модели:

- жидкость;
- постоянная плотность;
- разделенный решатель уравнений;
- нестационарное течение;
- ламинарное течение.

В качестве граничных условий выбраны значения давлений рабочей жидкости на входе в дроссель линии нагнетания и на выходе из дросселя линии слива.

Также была использована дополнительная модель движения твердого тела типа DFBI (смещение и вращение). Данная модель описывает движение поршня гидроцилиндра.

Были заданы начальные условия скорости штока и распределения давления в проточной части. По окончании расчета были получены значения давления и итоговый график изменения скорости штока.

Расчет движения штока путем структурного моделирования гидроцилиндра с демпфирующим устройством. Была составлена расчетная схема демпфирующего устройства (рис. 4).

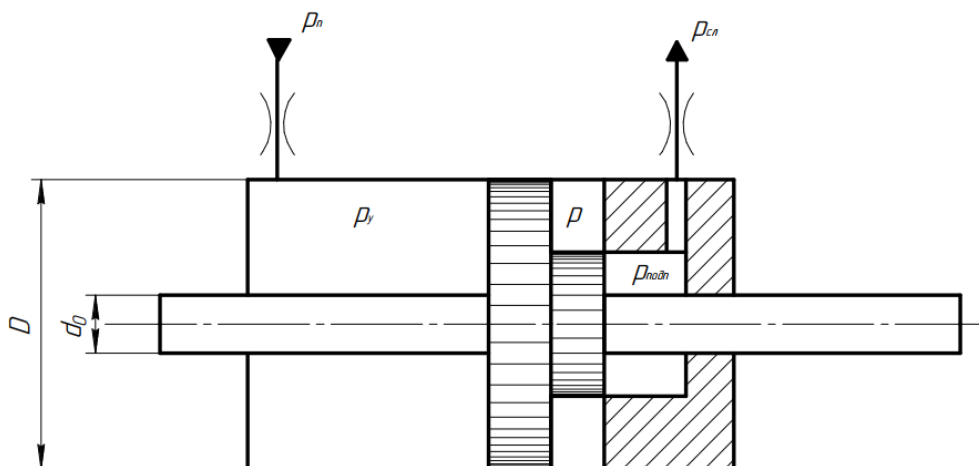


Рис. 4. Расчетная схема

Как и ранее, был рассмотрен случай максимального смещения золотника распределителя относительно гильзы. Согласно этому допущению золотник представлен на расчетной схеме постоянными дросселями с такой же пропускной способностью, как и щели золотника при максимальном смещении.

Была разработана математическая модель устройства [8].

1. Уравнение движения поршня

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_y A_n - p A_{з.о} - p_{подп} A_d - K_{тр} \frac{dy}{dt},$$

где m — приведенная к штоку поршня масса, кг; y — смещение поршня, м; p_y — давление в полости нагнетания гидроцилиндра, Па; p — давление жидкости в замкнутом объеме, Па; $p_{подп}$ — давление перед дросселем в линии

слива, Па; $A_n = \frac{\pi(D^2 - d_0^2)}{4}$ — эффективная площадь гидроцилиндра, м²;

$A_{з.о} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ — площадь соприкосновения замкнутого объема с поршнем,

м²; $A_d = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4}$ — площадь внутри радиального зазора, м²; $K_{тр} = \frac{\pi dl \mu}{b}$ —

коэффициент трения, Па · м · с (l — длина радиального зазора, м; μ — динамическая вязкость жидкости, Па · с).

Преобразованное по Лапласу уравнение движения поршня имеет вид

$$m \cdot y(s) \cdot s^2 = p_y(s) \cdot A_n - p(s) \cdot A_{з.о} - p_{подп}(s) \cdot A_d - K_{тр}(s) \cdot y(s) \cdot s,$$

где $K_{тр}(s) = \frac{\pi dl(s) \mu}{b}$.

2. Уравнение баланса расходов через радиальный зазор [9]:

$$Q_{дв.з.о} = Q_d + Q_{сж.з.о},$$

где $Q_{дв.з.о} = A_{з.о} \frac{dy}{dt}$ — расход сжатой жидкости от смещения поршня, м³/с;

$Q_d = \frac{(p - p_{подп}) \pi db^3}{12 \mu l}$ — расход через радиальный зазор, м³/с; $Q_{сж.з.о} = \frac{W_{з.о}}{B} \frac{dp}{dt}$ —

расход на сжатие замкнутого объема жидкости [10], м³/с; $W_{з.о}$ — объем замкнутой жидкости, м³; B — модуль объемной жидкости, Па.

Уравнение баланса расходов через радиальный зазор, преобразованное по Лапласу:

$$A_{з.о} y(s) \cdot s = \frac{(p(s) - p_{подп}(s)) \pi db^3}{12 \mu l(s)} + \frac{W_{з.о}}{B} p(s) \cdot s.$$

3. Уравнение баланса расходов через золотник в линии нагнетания:

$$Q_3 = Q_y + Q_{сж.с},$$

где $Q_3 = K_3 x_{3,\max} \sqrt{p_{\Pi} - p_y}$ — расход через золотник, м³/с; $K_3 = \mu_3 \pi d_3 k_{\Pi} \sqrt{2/\rho}$ — удельная проводимость золотника (μ_3 — коэффициент расхода; d_3 — диаметр золотника, м; k_{Π} — коэффициент полноты использования периметра втулки золотника окнами распределителя; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³); $x_{3,\max}$ — максимальный ход золотника, м; $Q_y = A_{\Pi} \frac{dy}{dt}$ — расход жидкости, обусловленный скоростью движения поршня, м³/с; $Q_{сж.с} = \frac{W_3}{B} \frac{dp_y}{dt}$ — расход на сжатие объема жидкости в полости нагнетания гидроцилиндра, м³/с (W_3 — объем жидкости в полости нагнетания гидроцилиндра, м³).

Уравнение баланса расходов через золотник, преобразованное по Лапласу:

$$K_3 x_{3,\max} \sqrt{p_{\Pi} - p_y(s)} = A_{\Pi} y(s) \cdot s + \frac{W_3}{B} p_y(s) \cdot s.$$

4. Уравнение баланса расходов через золотник в линии слива:

$$Q_{ум} + Q_{д} = Q_{зсл} + Q_{сж.с},$$

где $Q_{ум} = A_{д} \frac{dy}{dt}$ — расход, обусловленный скоростью движения поршня, м³/с; $Q_{зсл} = K_3 x_{3,\max} \sqrt{p_{\text{подп}} - p_{сл}}$ — расход через золотник, м³/с ($p_{сл}$ — давление в линии слива, Па); $Q_{сж.с} = \frac{W_c}{B} \frac{dp_{\text{подп}}}{dt}$ — расход на сжатие объема жидкости в полости слива гидроцилиндра, м³/с (W_c — объем жидкости в полости слива гидроцилиндра, м³).

Уравнение баланса расходов через золотник, преобразованное по Лапласу:

$$A_{д} y(s) \cdot s + \frac{(p(s) - p_{\text{подп}}(s)) \pi d b^3}{12 \mu l(s)} = K_3 x_{3,\max} \sqrt{p_{\text{подп}}(s) - p_{сл}} + \frac{W_c}{B} p_{\text{подп}}(s) \cdot s.$$

На основании этих уравнений была получена динамическая модель демпфирующего устройства в среде динамического моделирования MATLAB Simulink (рис. 5).

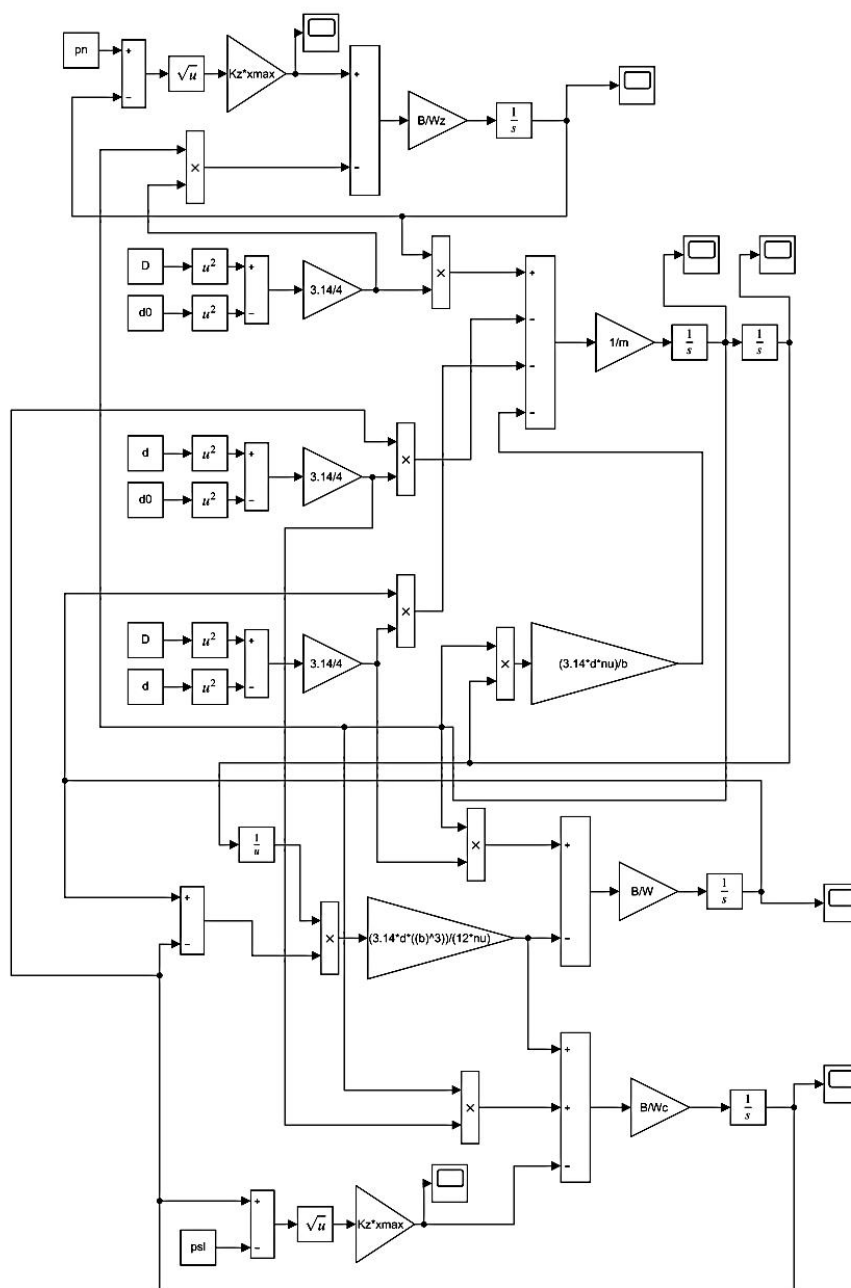


Рис. 5. Блок-схема демпфирующего устройства

Результаты. В результате моделирования расчет движения поршня гидроцилиндра в момент работы демпфирующего устройства был получен двумя разными способами. Первая характеристика (красная линия на рис. 6) получена с использованием численного решения уравнения Навье — Стокса. Вторая (си-

няя линия на рис. 6) получена структурного моделирования гидроцилиндра с демпфирующим устройством. Левая вертикальная линия обозначает момент образования кольцевого радиального зазора (начало работы демпфирующего устройства), правая — конечное положение поршня.

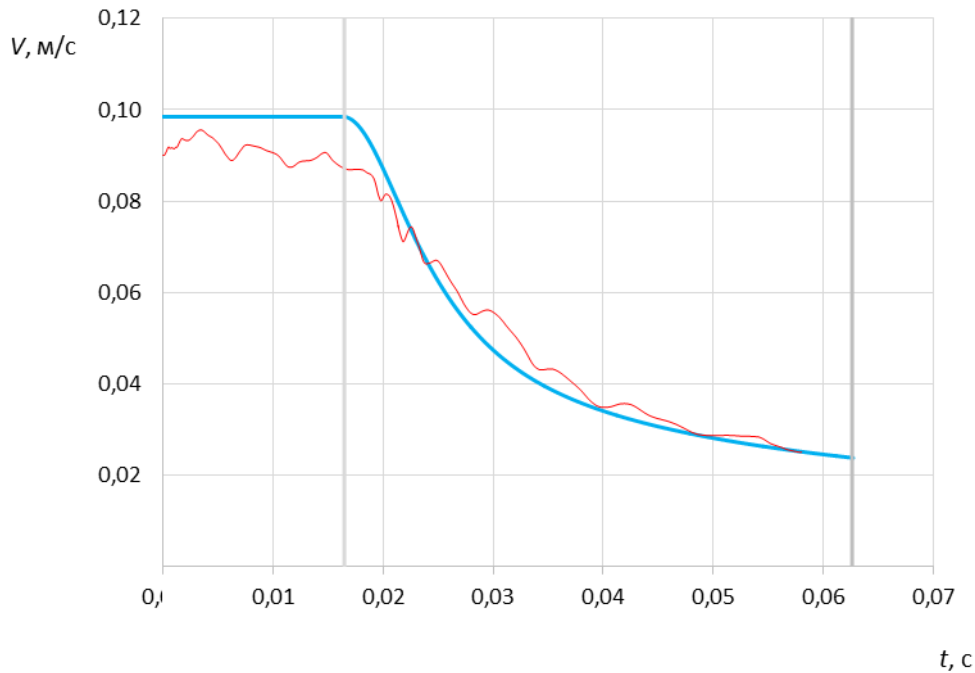


Рис. 6. Скорость выходного звена гидроцилиндра

Заключение. Учет гидродинамики жидкости в демпфирующем устройстве гидроцилиндра не оказывает существенного влияния на расчетную характеристику скорости штока. Численное решение уравнения Навье — Стокса в подобных задачах занимает много времени.

Таким образом, в большинстве расчетов учет гидродинамики жидкости в демпфирующем устройстве гидроцилиндра является избыточным.

Литература

- [1] Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Основы. М., Форум, 2007.
- [2] Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Киев, Техніка, 1977.
- [3] Никитин О.Ф., Холин К.М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М., Машиностроение, 1981.
- [4] Схирладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.Н. Гидравлические и пневматические системы. М., Высшая школа, 2006.

- [5] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Альянс, 2010.
- [6] Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., Дрофа, 2003.
- [7] STAR-CCM+ User Guide. CD-adapco, 2006.
- [8] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., Машиностроение, 1976.
- [9] Карпов М.П., Майстришин М.М. Математическое описание алгоритма динамики линейного гидропривода с торможением в конце рабочего хода. В: Оптимізація виробничих процесів. Вип. 13. Севастополь, Вид-во Севастоп. нац. техн. ун-ту, 2011, с. 14–21.
- [10] Дадашзаде М.А., Рахманов М.Х. Гидродинамика сжимаемой жидкости. *Sciences of Europe*, 2018, № 25, с. 56–58.

Ермаков Сергей Вячеславович — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Грачев Константин Владимирович — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Сиухин Михаил Викторович — старший преподаватель кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Сосновский Николай Геннадьевич, кандидат технических наук, Candidate of Engineering Sciences, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Ермаков С.В., Грачев К.В., Сиухин М.В. Сравнение разных способов моделирования демпфирующего устройства гидравлического цилиндра. *Политехнический молодежный журнал*, 2022, № 05(70). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-05-795>

COMPARING DIFFERENT WAYS OF MODELLING THE DAMPING DEVICE OF A HYDRAULIC CYLINDER

S.V. Ermakov

K.V. Grachev

M.V. Siukhin

semtem1998fem@gmail.com

cos.gra4ew@yandex.ru

siukhin@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

Two different ways of modelling the operation of a hydraulic cylinder damping device were compared. The mathematical model was built and the geometry of the flow part of the device was obtained. Modelling of hydraulic cylinder operation with damping device in MATLAB Simulink was carried out, as well as modelling of hydraulic cylinder operation using numerical solution of Navier-Stokes equation for description of working liquid motion in the damping device of hydraulic cylinder in STAR-CCM+ software package. The comparison of calculations for hydraulic cylinder rod motion speed was performed using the models described above. The expediency of taking into account fluid hydrodynamics when calculating the damping device of hydraulic cylinder was established.

Keywords

Damping device, hydraulic cylinder, dynamic model, non-stationary calculation, fluid throttling, spool valve, friction coefficient, fluid model

Received 04.05.2022

© Bauman Moscow State Technical University, 2022

References

- [1] Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. Ch. 2. Osnovy [Pneumatic and hydraulic fundamentals]. Moscow, Forum Publ., 2007 (in Russ.).
- [2] Abramov E.I., Kolesnichenko K.A., Maslov V.T. Elementy gidroprivoda [Elements of hydraulic drive]. Kiev, Tekhnika Publ., 1977 (in Russ.).
- [3] Nikitin O.F., Kholin K.M. Ob"emnye gidravlicheskie i pnevmaticheskie privody [Hydrostatic drive and pneumatic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981 (in Russ.).
- [4] Skhirladze A.G., Ivanov V.I., Kareev V.N. Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy [Hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2006 (in Russ.).
- [5] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and drives]. Moscow, Al'yans Publ., 2010 (in Russ.).
- [6] Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003 (in Russ.).
- [7] STAR-CCM+ User Guide. CD-adapco, 2006.
- [8] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976 (in Russ.).
- [9] Karpov M.P., Maystrishin M.M. Matematicheskoe opisaniye algoritma dinamiki lineynogo gidroprivoda s tormozheniem v kontse rabocheho khoda [Mathematical description of hydraulic cylinder with braking at the end of the working stroke].

Comparing different ways of modelling the damping device of a hydraulic cylinder

dynamic algorithm for a linear hydraulic drive with braking at the end of the working stroke]. V: Optimizatsiya virobnichikh protsesiv. Vip. 13 [In: Optimization of production processes Iss. 13]. Sevastopol', Vid-vo Sevastop. nats. tekhn. un-tu Publ., 2011, pp. 14–21 (in Russ.).

- [10] Dadashzade M.A., Rakhmanov M.Kh. Hydrodynamics of the compressed fluid. *Sciences of Europe*, 2018, no. 25, pp. 56–58 (in Russ.).

Ermakov S.V. — Master's Degree Student, Department of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Grachev K.V. — Master's Degree Student, Department of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Siukhin M.V. — Senior Lecturer, Department of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Sosnovsky N.G., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Ermakov S.V., Grachev K.V., Siukhin M.V. Comparing different ways of modelling the damping device of a hydraulic cylinder. *Politekhnicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2022, no. 05(70). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2022-05-795.html> (in Russ.).