

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

А.С. Цыганов

dr.aleks21r@mail.ru

SPIN-код: 3496-4013

А.В. Перфильев

perfilyev93@yandex.ru

SPIN-код: 5292-6031

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

Аннотация

Работа посвящена исследованию основных динамических характеристик регулятора давления аксиально-плунжерного насоса. Проведено математическое моделирование регулятора давления насоса в программном пакете MATLAB Simulink. По итогам математического моделирования получены такие основные динамические характеристики, как давление нагнетания, подача насоса, перемещение золотника и сервопоршня без учета влияния сил сухого трения и с влиянием сил сухого трения. Рассмотрено влияние сил сухого трения на основные динамические характеристики регулятора давления. На основе полученных результатов даны рекомендации по снижению влияния сил сухого трения.

Ключевые слова

Аксиально-плунжерный насос, регулятор давления, динамические характеристики регулятора давления, математическое моделирование, MATLAB Simulink, сухое трение

Поступила в редакцию 17.04.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. В настоящее время требования к конструкциям гидравлических приводов становятся все более жесткими. В системах управления на основе аксиально-плунжерных насосов необходимо обеспечивать строго заданное значение давления в насосе. Гарантия соблюдения данного требования является одной из проблем при проектировании роторных гидромашин [1, 2].

Проблемы создания регулятора давления аксиально-плунжерного насоса. При проектировании регулируемого насоса с регулятором давления конструкторы сталкиваются со следующими проблемами:

- 1) выбор типа регулятора давления: с гидромеханическим или с электромагнитным управлением;
- 2) обеспечение необходимого уровня быстродействия регулятора давления;
- 3) обеспечение широкого диапазона подачи насоса, в котором регулятор давления способен работать;
- 4) гарантия отсутствия сильных колебаний переходного процесса при работе регулятора давления;
- 5) перерегулирование переходного процесса не больше заданного.

В настоящее время широкое распространение получили аксиально-плунжерные насосы с автоматическим регулятором давления. Это объясняется простотой их конструкции и высоким уровнем надежности. В отличие от регуляторов давления с электромагнитным управлением, автоматические регуляторы обеспечивают строго заданное значение давления, которое остается постоянным во время работы [2].

Типовая схема автоматического регулятора давления аксиально-плунжерного насоса с наклонной шайбой показана на рис. 1.

Математическая модель регулятора давления. Целью настоящей работы является исследование динамических характеристик регулятора давления насоса.

Для математического моделирования регулятора давления требуется составить уравнения, описывающие его работу. Первоначально необходимо описать движение золотника и серво-поршня в регуляторе. Уравнение, описывающее движение золотника регулятора в гильзе, имеет следующий вид [3, 4]:

$$m_3 \frac{d^2x}{dt^2} + k_{тз} \frac{dx}{dt} + (c_{п} + c_{гд})(x + x_0) + P_3 - (p_{н} - p_{вс})S_3 = 0, \quad (1)$$

где m_3 — масса золотника; $k_{тз}$ — коэффициент вязкого трения золотника; $c_{п}$ — жесткость пружины предварительного поджима золотника; $c_{гд}$ — гидродинамическая упругость; x_0 — начальный поджим золотника; P_3 — сила сухого трения в золотнике; $p_{н}$, $p_{вс}$ — давления нагнетания и всасывания насоса соответственно; S_3 — площадь торца золотника.

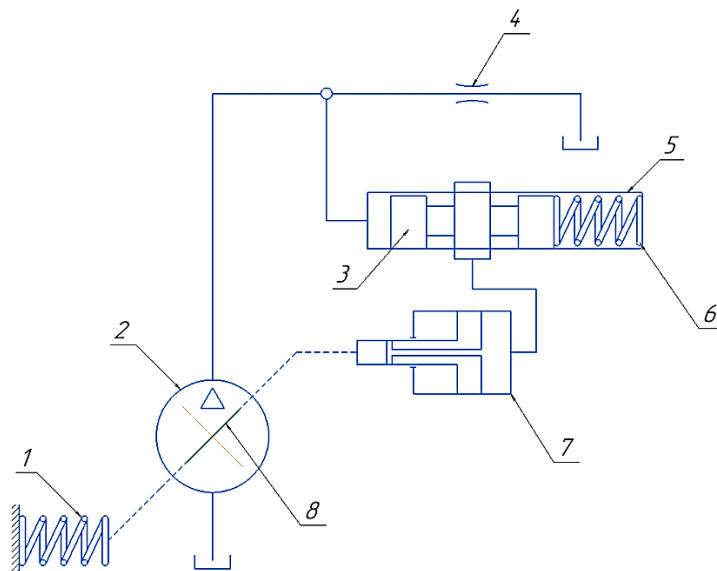


Рис. 1. Схема регулятора давления аксиально-плунжерного насоса:

- 1 — возвратная пружина наклонной шайбы насоса; 2 — насос; 3 — сервозолотник; 4 — дроссель; 5 — гильза сервозолотника; 6 — возвратная пружина сервозолотника; 7 — сервопоршень; 8 — наклонная шайба

Запишем уравнение движения сервопоршня [4]:

$$m_c \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{тс} \frac{dy}{dt} + c_y (y + y_0) + P_c - \frac{M}{R} - p_y S_c = 0, \quad (2)$$

где m_c — масса сервопоршня; $k_{тс}$ — коэффициент вязкого трения сервопоршня; c_y — жесткость возвратной пружины наклонной шайбы насоса; y_0 — начальное положение серво-поршня; P_c — сила сухого трения в сервопоршне; p_y — давление управления насоса; S_c — площадь торца сервопоршня; M — момент инерции шайбы; R — радиус расположения центров плунжеров блока цилиндра насоса.

Далее составим баланс расходов для насоса [4]:

$$Q_{п} = Q_{сж} + Q_{р} + Q_{сист}, \quad (3)$$

где $Q_{п}$ — подача насоса; $Q_{сж}$ — расход, идущий на сжатие рабочей жидкости; $Q_{р}$ — расход через сам регулятор; $Q_{сист}$ — расход, идущий в гидросистему.

Подача насоса находится по уравнению [4]:

$$Q_{п} = V_n n \frac{j}{j_{\max}} - p_{п} k_{ут}, \quad (4)$$

где V_n — рабочий объем насоса; n — частота вращения вала насоса; j — угол наклона шайбы насоса; j_{\max} — максимальный угол наклона шайбы насоса; $k_{ут}$ — коэффициент утечек рабочей жидкости из блока цилиндров насоса.

Расход, идущий на сжатие рабочей жидкости [4]:

$$Q_{сж} = F_{ц} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{ц}}{B_{сж}} \frac{dp_y}{dt}, \quad (5)$$

где $F_{ц}$ — площадь торца сервопоршня; $V_{ц}$ — мертвый объем сервопоршня; $B_{сж}$ — упругость рабочей жидкости.

Расход через сам регулятор можно описать двумя уравнениями [4,5]:

$$\begin{cases} Q_p = \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_y)}; \\ Q_p = \mu F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_y - p_{вс})}, \end{cases} \quad (6)$$

где μ — коэффициент расхода; d_3 — диаметр золотника; ρ — плотность рабочей жидкости; F_0 — площадь дросселирующего отверстия в сервопоршне.

Первое уравнение описывает расход в регуляторе, идущий через золотник, второе уравнение — расход через дросселирующее отверстие в сервопоршне.

Расход, идущий в гидросистему [4]:

$$Q_{\text{сист}} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})}, \quad (7)$$

где — площадь дросселя, которым имитируется гидросистема.

После подстановки зависимостей (3), (4), (6) и (7) в (5) получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} Q_{\text{сж}} = V_{\text{н}} n \frac{j}{j_{\text{max}}} - p_{\text{н}} k_{\text{ут}} - \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{у}})} - \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})}; \\ Q_{\text{сж}} = F_{\text{ц}} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{\text{ц}}}{B_{\text{сж}}} \frac{dp_{\text{у}}}{dt}. \end{cases} \quad (8)$$

Система уравнений (8) позволяет нам найти давление управления $p_{\text{у}}$.

Подстановкой зависимостей (4), (6) в (7) получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} Q_{\text{сист}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{п}}; \\ Q_{\text{сист}} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})}. \end{cases} \quad (9)$$

Система уравнений (9) позволяет найти давление нагнетания насоса $p_{\text{н}}$.

Из уравнений (1), (2), (4), (6) и систем уравнений (8) и (9) получаем систему, описывающую работу регулятора давления аксиально-плунжерного насоса с наклонным диском:

$$\begin{cases} m_3 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_{\text{тз}} \frac{dx}{dt} + (c_{\text{п}} + c_{\text{гд}})(x + x_0) + P_3 - (p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})S_3 = 0; \\ m_{\text{с}} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{тс}} \frac{dy}{dt} + c_{\text{у}}(y + y_0) + P_{\text{с}} - \frac{M}{R} - p_{\text{у}}S_{\text{с}} = 0; \\ \begin{cases} Q_{\text{сж}} = V_{\text{н}} n \frac{j}{j_{\text{max}}} - p_{\text{н}} k_{\text{ут}} - \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{у}})} - \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})} \\ Q_{\text{сж}} = F_{\text{ц}} \frac{dy}{dt} + \frac{V_{\text{ц}}}{B_{\text{сж}}} \frac{dp_{\text{у}}}{dt}; \end{cases} \\ Q_{\text{н}} = V_{\text{н}} n \frac{j}{j_{\text{max}}} - p_{\text{н}} k_{\text{ут}}; \\ Q_{\text{п}} = \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{у}})}; \\ \begin{cases} Q_{\text{сист}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{п}}; \\ Q_{\text{сист}} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{\text{н}} - p_{\text{вс}})}. \end{cases} \end{cases}$$

Параметры насоса: $F_{\text{ц}} = 113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ — площадь поршня; $\mu = 0,71$ — коэффициент расхода, $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ — плотность рабочей жидкости [6]; $F_{\text{н}} = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ —

площадь отверстия поршня; $V_{ц} = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ — мертвый объем поршня; $B_{сж} = 1400 \text{ МПа}$ — модуль Юнга; $S_3 = 12,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ — площадь торца золотника; $S_c = 113 \cdot 10^{-6}$ — площадь торца поршня, $j_{\text{max}} = 13,5^\circ$ — максимальный угол наклона шайбы; $n = 10000 \text{ об/мин}$ — частота вращения вала насоса; $k_{\text{ут}} = 10^{-12}$ — коэффициент утечек рабочей жидкости в блоке цилиндров насоса; $x_0 = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — начальный поджим золотника; $p_{\text{вс}} = 0,1 \text{ МПа}$ — давление всасывания; $V_{\text{н}} = 4 \text{ см}^3/\text{об}$ — рабочий объем насоса; $M = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент инерции шайбы; $R = 18,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — радиус расположения плунжеров в блоке цилиндров насоса; $c_{\text{п}} = 109\,000 \text{ Н/м}$ — жесткость пружины золотника; $c_{\text{гд}} = 70 \text{ Н/м}$ — гидродинамическая упругость; $m_3 = 0,005 \text{ кг}$ — масса золотника; $m_c = 0,01 \text{ кг}$ — масса поршня; $P_z = 15 \text{ Н}$ — сила сухого трения золотника[3]; $P_c = 150 \text{ Н}$ — сила сухого трения поршня[3]; $y_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — начальное смещение поршня; $k_{\text{т.з}} = 1200$ — коэффициент вязкого трения золотника; $k_{\text{тс}} = 100$ — коэффициент вязкого трения поршня; $c_y = 103\,000 \text{ Н}$ — жесткость возвратной пружины шайбы; $d_3 = 0,004 \text{ м}$ — диаметр золотника; $b = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $l = 9,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — геометрические параметры, определяющие зависимость $j(y)$ — зависимость угла наклона шайбы от перемещения сервопоршня [6, 7].

Для моделирования был использован пакет MATLAB Simulink.
На рис. 2 представлена модель насоса.

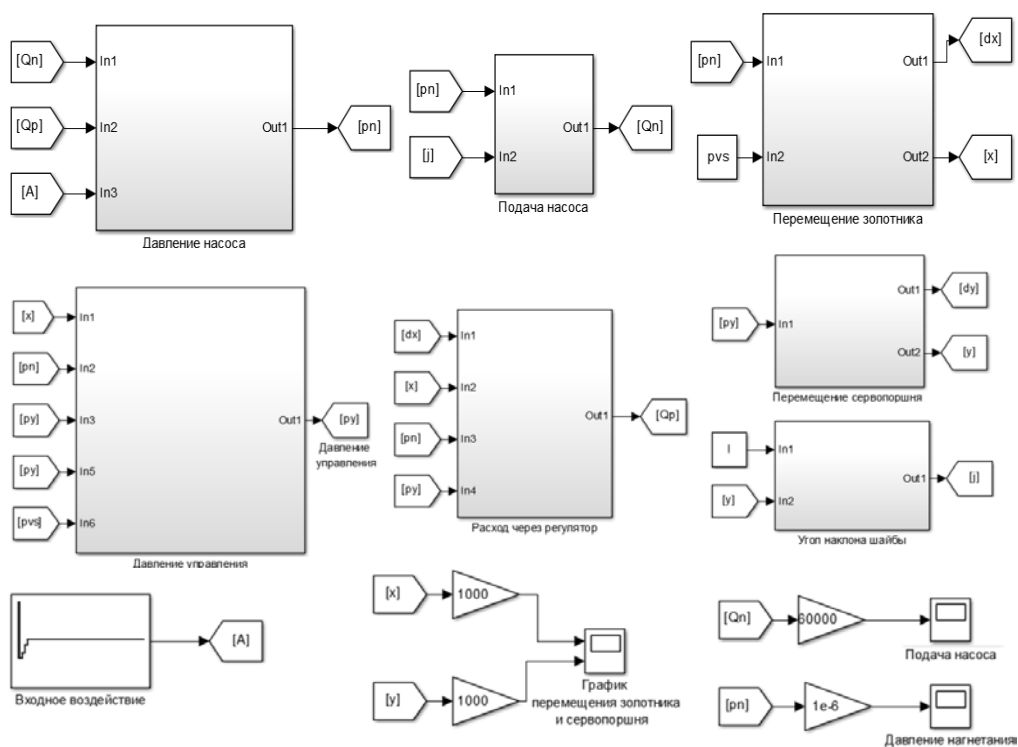


Рис. 2. Модель насоса

Модель состоит из подсистем «Давление насоса», «Подача насоса», «Перемещение золотника», «Перемещение сервопоршня», «Давление управления», «Расход через регулятор», «Угол наклона шайбы», «Входное воздействие».

Подсистема «Давление насоса» представлена на рис. 3. В данной подсистеме определяется давление насоса на основе системы уравнений (9).

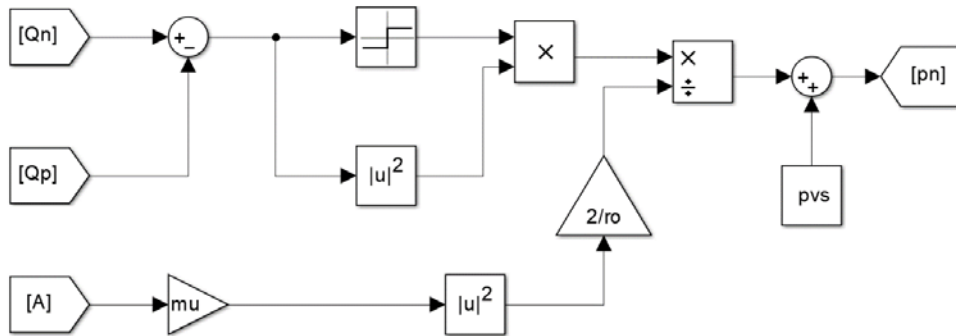


Рис. 3. Подсистема «Давление насоса»

Подсистема «Подача насоса» представлена на рис. 4. В данной подсистеме определяется подача насоса по уравнению (4).

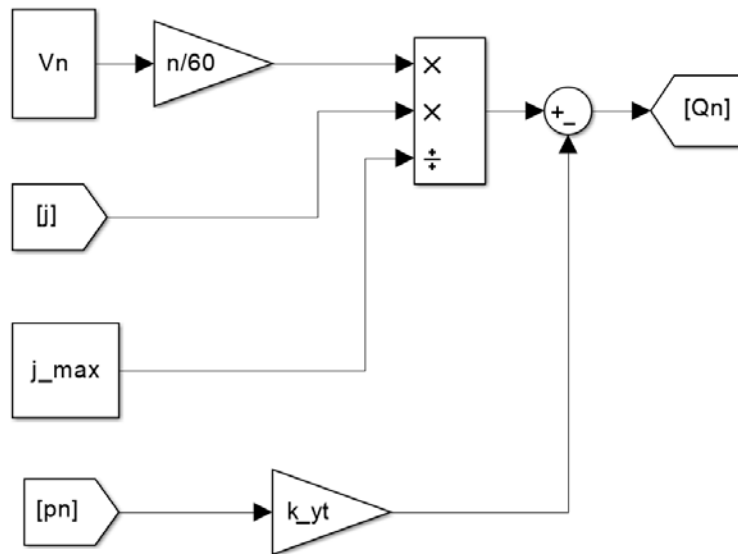


Рис. 4. Подсистема «Подача насоса»

На рис. 5 представлена подсистема «Перемещение золотника». В данной подсистеме определяется подача насоса согласно уравнению (1).

Подсистема «Перемещение сервопоршня» представлена на рис. 6. В данной подсистеме определяется подача насоса по уравнению (2).

Подсистема «Давление управления» представлена на рис. 7. В данной подсистеме определяется давление управления из системы уравнений (8).

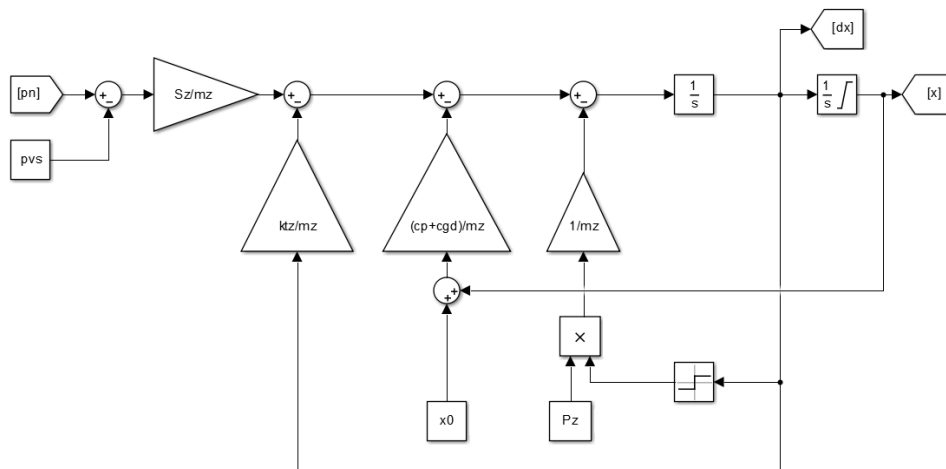


Рис. 5. Подсистема «Перемещение золотника»

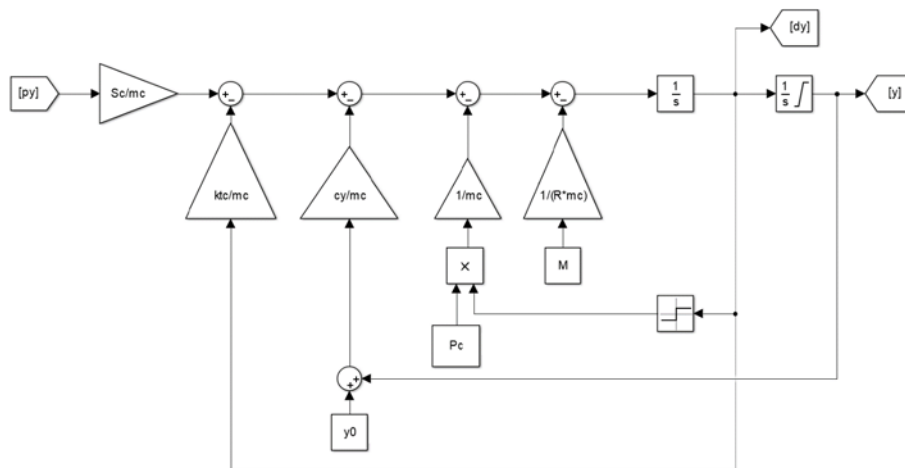


Рис. 6. Подсистема «Перемещение сервопоршня»

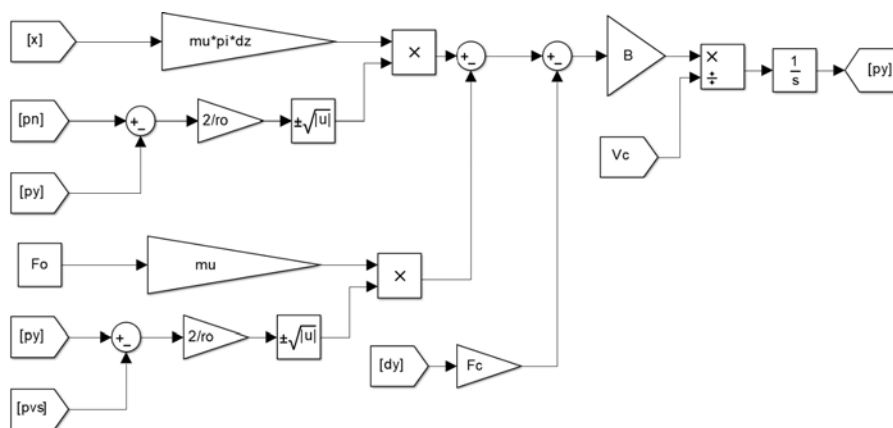


Рис. 7. Подсистема «Давление управления»

На рис.8 представлена подсистема «Расход через регулятор». В данной подсистеме определяется подача насоса по первому уравнению системы (6).

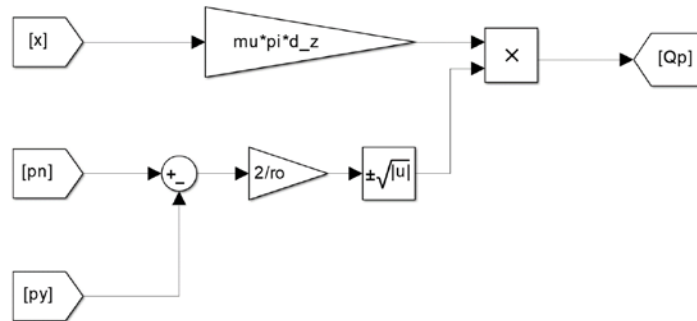


Рис. 8. Подсистема «Расход через регулятор»

На рис. 9 представлена подсистема «Угол наклона шайбы». В данной подсистеме определяется зависимость $j(y)$ — зависимость угла наклона шайбы от перемещения серво-поршня.

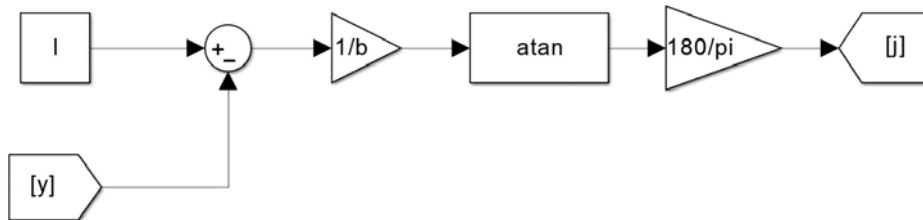


Рис. 9. Подсистема «Угол наклона шайбы»

Результаты исследования динамических характеристик регулятора давления насоса в линейном варианте (без учета сухого трения, $P_3 = 0$ и $P_c = 0$) представлены на рис. 10–13.

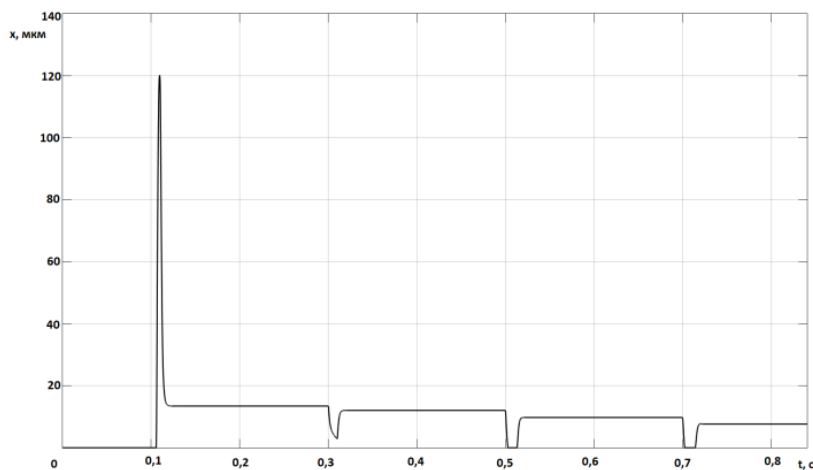


Рис. 10. Перемещение золотника

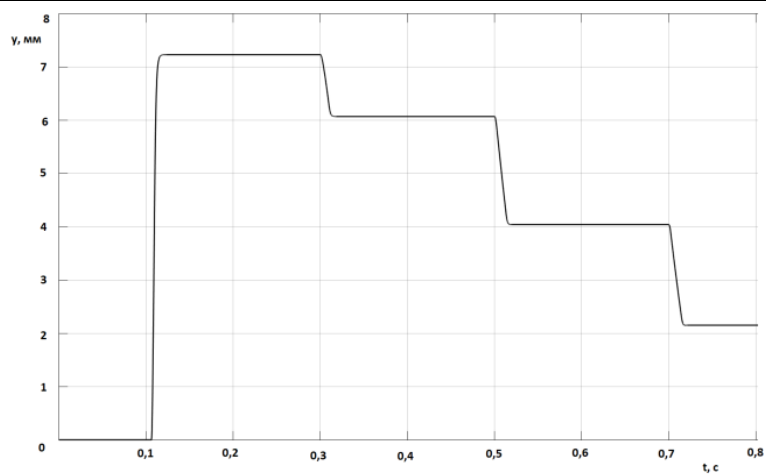


Рис. 11. Перемещение сервопоршня

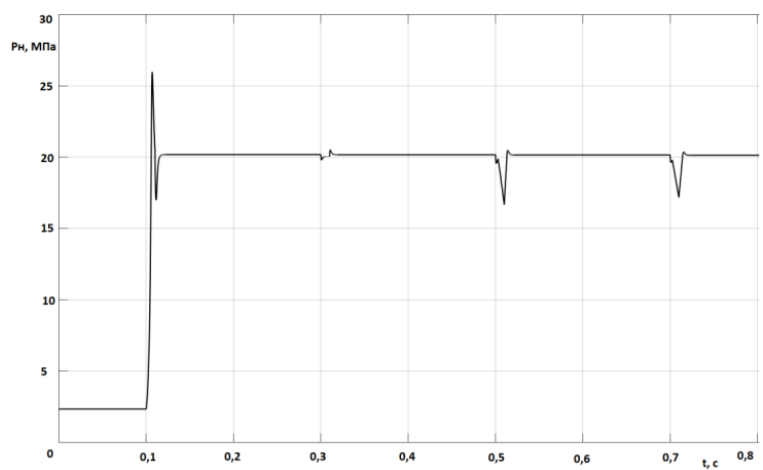


Рис. 12. Давление нагнетания насоса

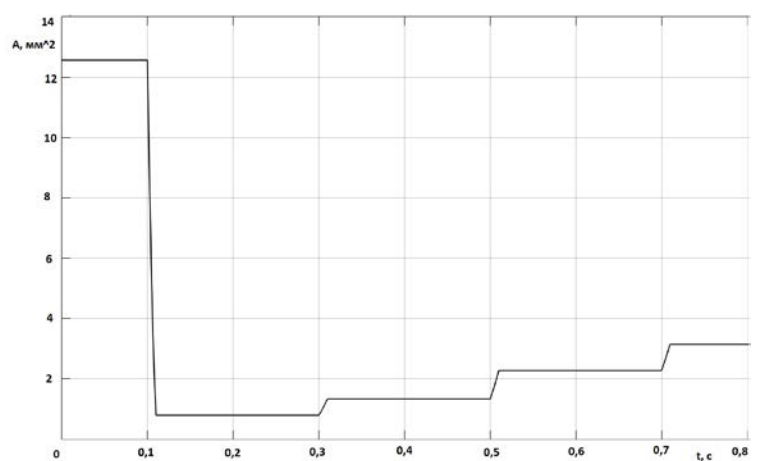


Рис. 13. Входное воздействие — изменение площади сечения дросселя, имитирующего гидросистему

Результаты исследования динамических характеристик регулятора давления насоса в нелинейном состоянии (с учетом сухого трения) представлены на рис. 14–16.

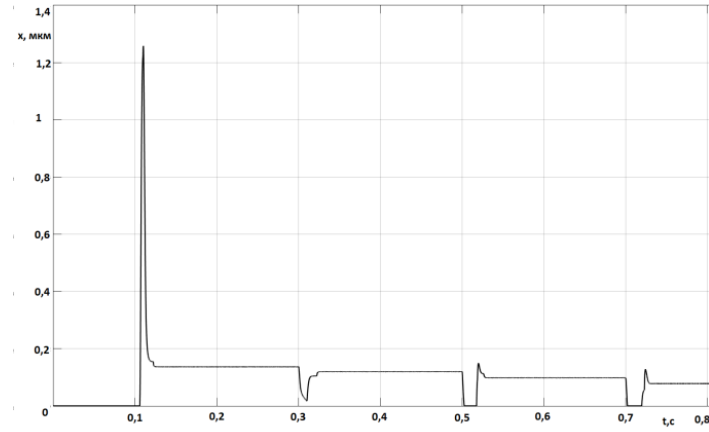


Рис. 14. Перемещение золотника

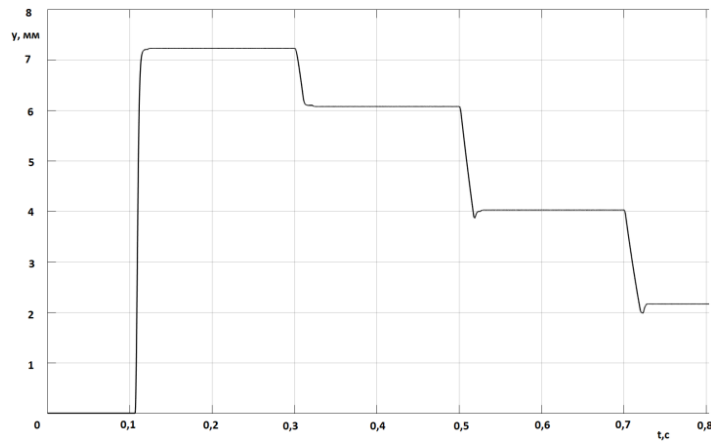


Рис. 15. Перемещение сервопоршня

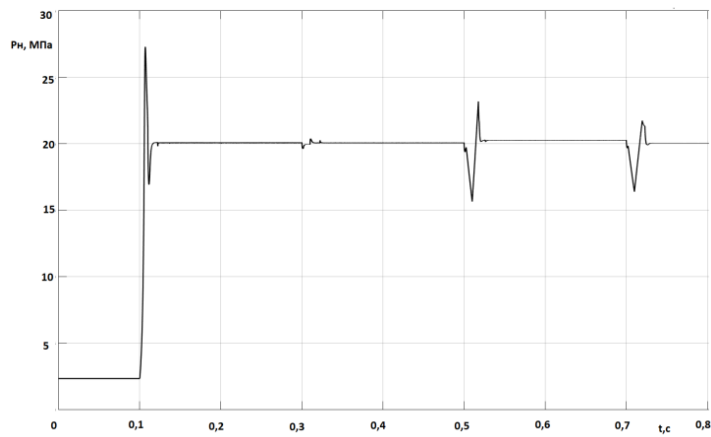


Рис. 16. Давление нагнетания насоса

В результате сравнения графиков, изображенных на рис. 10–12 и рис. 14–16, видно, что в результате сухого трения в регуляторе давления:

- возникают дополнительные колебания при переходных процессах;
- увеличивается амплитударезких скачков (забросов) давления во время переходных процессов;
- уменьшается быстродействие системы.

Влияние силы сухого трения на характеристики регулятора давления показано на рис. 17–19.

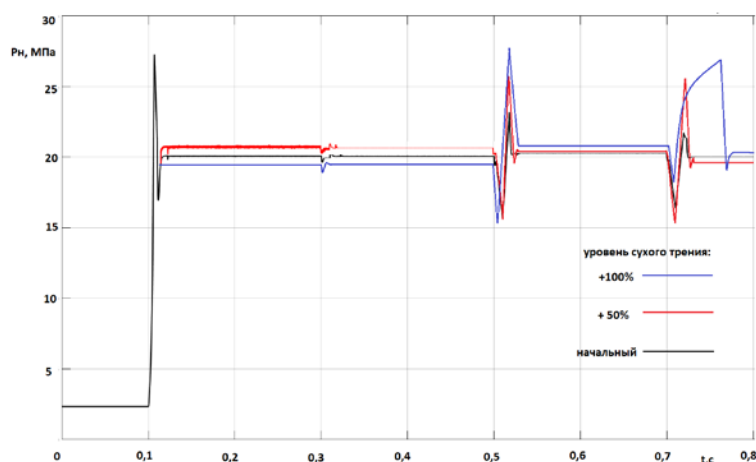


Рис. 17. Влияние увеличения силы трения в регуляторе давления на давление нагнетания насоса

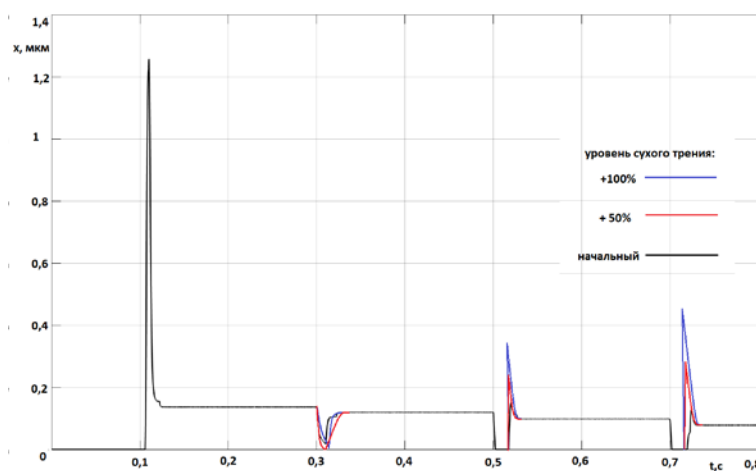


Рис. 18. Влияние увеличения силы трения в регуляторе давления на перемещение золотника насоса

Из приведенных на рис. 17–19 графиков видно, что увеличение силы сухого трения в регуляторе давления в зависимости от начального значения с $P_3 = 15$ Н и $P_c = 150$ Н до $P_3 = 22,5$ Н и $P_c = 225$ Н (увеличение на 50 %),

$P_3 = 30 \text{ Н}$ и $P_c = 300 \text{ Н}$ (увеличение на 100 %) приводит к ухудшению качества переходных процессов:

- увеличивается время переходного процесса;
- возрастает амплитуда колебаний в переходном процессе;
- регулятор давления перестает обеспечивать заданный уровень давления нагнетания.

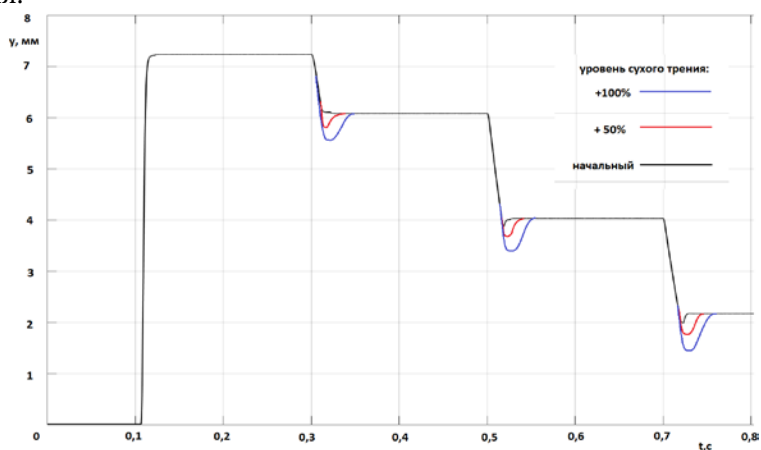


Рис. 19. Влияние увеличения силы трения в регуляторе давления на перемещение серво-поршня насоса

При уменьшении значений силы сухого трения ниже начальных переходные процессы приближаются к линейным переходным процессам.

Для уменьшения сил сухого трения необходимо улучшить качество поверхностей трущихся деталей в регуляторе давления, а также увеличить прочность поверхностного слоя трущихся деталей, для увеличения ресурса регулятора давления насоса следует повысить уровень чистоты рабочей жидкости [8, 9].

Для уменьшения забросов давления нагнетания можно установить предохранительный клапан (рис. 20), который будет защищать гидросистему от забросов давления выше максимально допустимого значения [10].

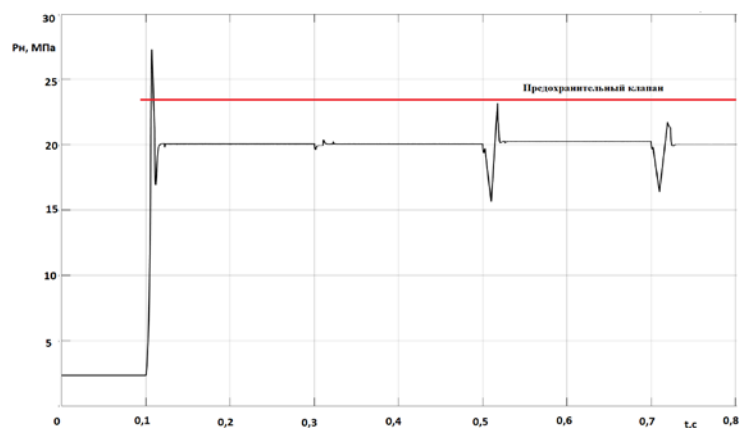


Рис. 20. Давление нагнетания насоса с предохранительным клапаном

Данный клапан может быть установлен в самом насосе, на выходе насоса и в самой гидросистеме.

Выводы. В данной работе представлена методика моделирования регулятора давления аксиально-плунжерного насоса с наклонным диском без учета сил трения и с их учетом. Исследованы динамические характеристики регулятора давления насоса без учета сил сухого трения и с их учетом. По результатам моделирования определено влияние изменения сил сухого трения на характеристики регулятора давления насоса.

Литература

- [1] *Авиационные правила АП-25. Нормы летной годности транспортной категории.* Ленинград, ЛИИ им. М.М. Громова, 2014, 321 с.
- [2] Шумилов И.С. *Системы управления рулями самолетов.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009, 469 с.
- [3] Аипов Р.С., Валишин Д.Е., Леонтьев Д.С. Математическая модель плунжерного насоса с цилиндрическим линейным асинхронным двигателем в приводе. *Научный журнал КубГАУ*, 2014, № 96(02). URL: <http://ej.kubagro.ru/2014/02/pdf/40.pdf>.
- [4] Боровин Г.К., Попов Д.Н. *Многокритериальная оптимизация гидросистем.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 55–65.
- [5] Lewis E.E., Stern H. *Design of hydraulic control systems.* McGraw-Hill Book Company, 1962, 360 p.
- [6] Попов Д.Н. *Механика гидро и пневмоприводов.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 320 с.
- [7] Шумилов И.С., Чурсова Л.В., Седова Л.С. Рабочие жидкости авиационных гидросистем, их свойства. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2014, № 4. URL: <http://www.technomag.bmstu.ru/doc/705577.html>.
- [8] Аврунин Г.А., Назаров Л.В., Мазничко В.А. Современные регуляторы изменения рабочего объема гидромашин. *Збірник наукових праць, Серія: галузеве машинобудування, будівництво*, 2009, т. 1, № 23, с. 72–83.
- [9] Корнюшенко С.И. Радиально-поршневые насосы. *Строительная техника и технологии*, 2016, т. 6, № 122, с. 50–51.
- [10] Андреев М.А., Семенов С.Е. Коррекция динамических характеристик регулятора аксиально-поршневого насоса с электрогидравлическим пропорциональным управлением. *Машиностроение и компьютерные технологии*, 2012, № 12. URL: <http://www.technomag.bmstu.ru/doc/516044.html>.

Цыганов Александр Сергеевич — магистрант кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Перфильев Алексей Владимирович — аспирант кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Шумилов Игорь Серафимович, доцент, профессор кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS
OF THE PRESSURE REGULATOR OF AXIAL PISTON PUMP**

A.S. Tsyganov

dr.aleks21r@mail.ru

SPIN-code: 3496-4013

A.V. Perfilev

perfilev93@yandex.ru

SPIN- code: 5292-6031

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article examines the main dynamic characteristics of the pressure regulator of the axial piston pump. Mathematical simulation of the pump pressure regulator in the software package MATLAB Simulink is carried out. According to the results of mathematical modeling, such basic dynamic characteristics as discharge pressure, pump feed, slide valve travel and servo piston movement, without taking into account the effect of dry friction forces and with the effect of dry friction forces are obtained. Influence of dry friction forces on the main dynamic characteristics of the pressure regulator is considered. Recommendations for reducing the effect of dry friction forces on the basis of the results obtained are given.

Keywords

Axial piston pump, pressure regulator, dynamic characteristics of the pressure regulator, mathematic simulation, MATLAB Simulink, dry friction

Received 17.04.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Aviatsionnye pravila AP-25. Normy letnoy godnosti transportnoy kategorii [Aviation rules AP-25. Airworthiness standards of transport category]. Leningrad, LII im. M.M. Gromova publ., 2014, 321 p.
- [2] Shumilov I.S. Sistemy upravleniya rulyami samoletov [Aircraft rudder control system]. Moscow, Bauman Press, 2009, 469 p.
- [3] Aipov R.S., Valishin D.E., Leont'yev D.S. Mathematical model of the plunger pump with a cylindrical linear induction motor in the drive. *Nauchnyy zhurnal KubGAU* [Scientific Journal of KubSAU], 2014, no. 96(02). Available at: <http://ej.kubagro.ru/2014/02/pdf/40.pdf>.
- [4] Borovin G.K., Popov D.N. Mnogokriterial'naya optimizatsiya gidrosistem [Multicriteria optimization of hydrosystems]. Moscow, Bauman Press, 2007, pp. 55–65.
- [5] Lewis E.E., Stern H. Design of hydraulic control systems. McGraw-Hill Book Company, 1962, 360 p.
- [6] Popov D.N. Mekhanika gidro i pnevmoprivodov [Mechanics of hydro- and pneumatic drives]. Moscow, Bauman Press, 2002, 320 p.
- [7] Shumilov I.S., Chursova L.V., Sedova L.S. Process fluids of aero-hydraulic systems and their properties. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2014, no. 4. Available at: <http://www.technomag.bmstu.ru/doc/705577.html>.
- [8] Avrunin G.A., Nazarov L.V., Maznichko V.A. Modern regulators for changing work volume of hydraulic machines. *Zbirnik naukovikh prats', Seriya: galuzeve mashinobuduvannya, budivnitstvo*, 2009, vol. 1, no. 23, pp. 72–83.

- [9] Korniyushenko S.I. Radial piston pump. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*, 2016, vol. 6, no. 122, pp. 50–51.
- [10] Andreev M.A., Semenov S.E. Correction of regulator's dynamic characteristics in axial piston pump with electric proportional control. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii* [Mechanical Engineering and Computer Science], 2012, no. 12. Available at: <http://www.technomag.bmstu.ru/doc/516044.html>.

Tsyganov A.S. — Master's Degree student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Perfilev A.V. — post-graduate student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — I.S. Shumilov, Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.