

УДК 621.22

doi 10.54708/19926502_2025_29210820

Численное исследование регулятора мощности насоса

П.В. Петров^а, В.Е. Алексеев

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНиТ), г. Уфа, Россия

Аннотация. Научная статья посвящена разработке математической модели регулятора мощности насоса. По результатам численного моделирования получены статические и динамические характеристики регулятора мощности, а также выполнен параметрический анализ влияния основных конструктивных и эксплуатационных параметров на качественные характеристики работы гидравлической системы.

Ключевые слова: *регулятор постоянной мощности, динамические характеристики, математическая модель, численная реализация, регулирование, гидросистема, MathCAD.*

^аpgl.petrov@mail.ru

Введение

Основными энергетическими параметрами привода являются давление и объемный либо массовый расход рабочей среды, которые определяют мощность привода, развиваемую на выходном звене. Выбор значений этих параметров зависит от ряда условий и в первую очередь – от способа регулирования как исполнительного двигателя привода, так и источника питания. От способа регулирования зависит и эффективность использования мощности, потребляемой источником питания, то есть КПД привода [1].

В практике распространены регуляторы, в которых для ограничения мощности при повышении давления подача уменьшается в такой зависимости, при которой произведение подачи и давления сохраняются постоянными [2]. Регуляторы мощности предназначены для автоматического обеспечения постоянства мощности при изменении нагрузки. Постоянный отбор полной мощности от приводящего двигателя в широком диапазоне нагрузок и скоростей обеспечивает наибольшую производительность рабочего органа машины [3]. Регулирование мощности осуществляется путем изменения расхода рабочей жидкости в зависимости от величины давления в гидросистеме.

Постановка задачи

Математическое моделирование гидравлического привода позволяет рассчитать статические и динамические характеристики системы, задать необходимые геометрические параметры исполнительных элементов системы, оценить показатели качества рабочих процессов при различных условиях эксплуатации, что позволит определить набор функциональных и технических характеристик, позволяющих существенно увеличить производительность гидравлической системы.

Для осуществления расчета статических и динамических характеристик была разработана гидравлическая расчетная схема, изображенная на Рис. 1, состоящая из регулятора мощности насоса и исполнительного двигателя – гидромотора.

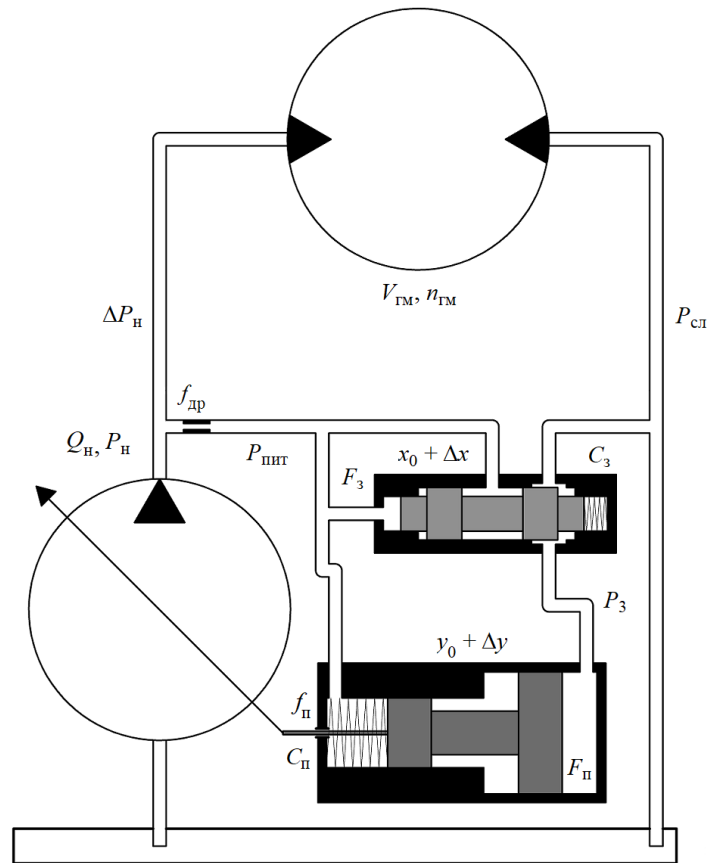


Рисунок 1. Расчетная схема гидравлического контура с регулятором мощности насоса.

Регулятор мощности насоса состоит из управляющего золотника, подающего жидкость под давлением $P_{\text{пит}}$ в полость поршня с большей площадью, который в свою очередь меняет рабочий объем насоса за счет изменения угла наклона диска. Задача регулятора заключается в том, чтобы при повышении давления в системе регулятор уменьшил подачу насоса, тем самым сохранил выходную потребляемую мощность.

На основании принципиальной гидравлической схемы (см. Рис. 1) были составлены уравнения:

1. Уравнение баланса сил на управляющем золотнике:

$$x_0 \cdot C_3 = F_3 \cdot P_{\text{пит}}, \quad (1)$$

где x_0 – начальное положение золотника; F_3 – площадь золотника; C_3 – жесткость пружины золотника; $P_{\text{пит}}$ – давление питания регулятора.

2. Уравнение баланса сил на поршне:

$$y_0 \cdot C_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot P_3 - f_{\text{п}} \cdot P_{\text{пит}}, \quad (2)$$

где y_0 – начальное положение поршня; $F_{\text{п}}$ – площадь в большой полости поршня; $f_{\text{п}}$ – площадь в меньшей полости поршня; $C_{\text{п}}$ – жесткость пружины поршня; $P_{\text{пит}}$ – давление питания регулятора; P_3 – давление в большой полости поршня.

3. Уравнение баланса расходов в гидравлической системе:

$$\frac{Q_{\text{н}}}{y_{\text{max}}} \cdot (y_{\text{max}} - y_0) = \frac{V_{\text{ГМ}} \cdot \omega_{\text{ГМ}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_0} + \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{пит}})}, \quad (3)$$

где $y_{\max}$ – максимальный ход поршня; Q_n – подача насоса; $V_{\text{гм}}$ – рабочий объем гидромотора; $\omega_{\text{гм}}$ – угловая скорость гидромотора; $f_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя; P_n – давление насоса.

4. Уравнение баланса расходов в регуляторе:

$$\mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_n - P_{\text{пит}})} = \mu \cdot b \cdot x_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{\text{пит}} - P_3)}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент расхода жидкости; b – ширина щели золотника; ρ – плотность жидкости.

На основании предварительных расчетов статической модели регулятора, состоящей из уравнений (1–4), были получены исходные статические значения параметров: начальное положение золотника x_0 , начальное положение поршня y_0 , площадь проходного сечения дросселя $f_{\text{др}}$ и давление в большей полости поршня P_3 .

По результатам численного эксперимента были построены статические характеристики (Рис. 2), на которых достаточно четко прослеживается влияние значения жесткости пружины поршня C_p и давления питания регулятора $P_{\text{пит}}$.

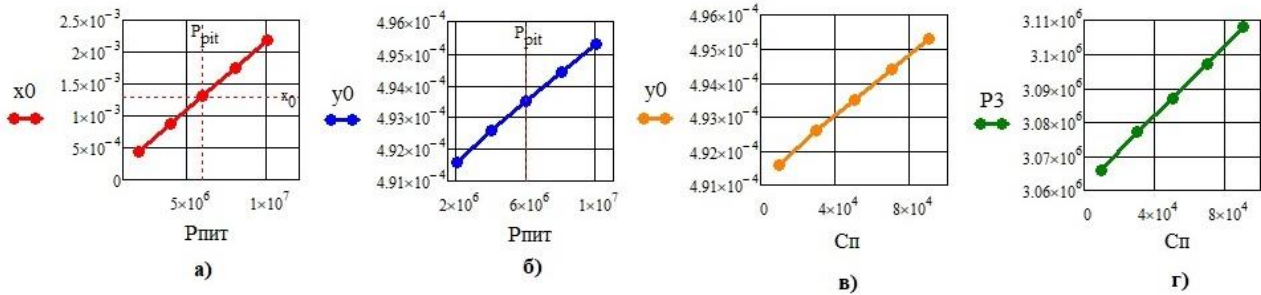


Рисунок 2. Статические характеристики гидравлической системы:

- (а) – зависимость начального положения золотника от давления питания регулятора;
- (б) – зависимость начального положения поршня от давления питания регулятора;
- (в) – зависимость начального положения поршня от жесткости пружины поршня;
- (г) – зависимость давления в большей полости поршня от жесткости пружины поршня.

На основании представленных зависимостей (см. Рис. 2) можно сделать вывод о том, что с увеличением давления питания регулятора $P_{\text{пит}}$ увеличиваются начальные положения золотника с $5 \cdot 10^{-4}$ до $2 \cdot 10^{-3}$ м и поршня с $4,92 \cdot 10^{-4}$ до $5 \cdot 10^{-3}$ м; также при увеличении жесткости пружины поршня C_p в диапазоне от $1 \cdot 10^4$ до $9 \cdot 10^4$ Н/м наблюдается увеличение начального положения поршня.

На следующем этапе, с учетом общепринятых допущений [4], была разработана нелинейная динамическая модель совместной работы регулятора мощности насоса и гидромотора.

Математическая модель гидравлического контура с регулятором представлена в виде дифференциальных уравнений, состоящая из:

1. Уравнение баланса сил на поршне:

$$m_p \cdot \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} = F_p \cdot \Delta P_3 - C_p \cdot \Delta y - f_p \cdot \Delta P_{\text{пит}} - k_{\text{вп}} \cdot \frac{d \Delta y}{dt}, \quad (5)$$

где Δy – изменение положения поршня.

2. Уравнение баланса моментов на гидромоторе:

$$J \cdot \frac{d^2 \Delta \varphi}{dt^2} = \frac{V_{\text{гм}} \cdot (\Delta P_n - P_{\text{сл}})}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{гм}}} - k_{\text{вм}} \cdot \frac{d \Delta \varphi}{dt} - M_{\text{гм}} - \Delta M - M_{\text{тр}}, \quad (6)$$

где $\Delta \varphi$ – изменение угла поворота вала гидромотора; ΔM – возмущающий момент гидромотора; $M_{\text{гм}}$ – момент гидромотора; $M_{\text{тр}}$ – момент на трение.

3. Уравнение неразрывности в напорной линии гидромотора:

$$\frac{d\Delta P_H}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\frac{Q_H}{y_{\max}} \cdot (y_{\max} - \Delta y) - \frac{V_{\text{ГМ}} \cdot \frac{d\Delta\varphi}{dt}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_o} - \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_H - \Delta P_{\text{пит}})} \right), \quad (7)$$

где $y_{\max}$ – максимальный ход поршня; E – модуль упругости жидкости.

4. Уравнение неразрывности в напорной линии золотника:

$$\frac{d\Delta P_{\text{пит}}}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_H - \Delta P_{\text{пит}})} - \mu \cdot b \cdot \left(x_0 + \frac{\Delta P_{\text{пит}} \cdot F_3}{C_3} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_{\text{пит}} - \Delta P_3)} + f_{\text{п}} \cdot \frac{d\Delta y}{dt} \right), \quad (8)$$

где x_0 – начальное положение управляющего золотника.

5. Уравнение неразрывности для поршня:

$$\frac{d\Delta P_3}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\mu \cdot b \cdot \left(x_0 + \frac{\Delta P_{\text{пит}} \cdot F_3}{C_3} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_{\text{пит}} - \Delta P_3)} - F_{\text{п}} \cdot \frac{d\Delta y}{dt} \right). \quad (9)$$

Уравнения представляются в виде системы из пяти уравнений в форме Коши:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{п}} \cdot \frac{d^2 \Delta y}{dt^2} = F_{\text{п}} \cdot \Delta P_3 - C_{\text{п}} \cdot \Delta y - f_{\text{п}} \cdot \Delta P_{\text{пит}} - k_{\text{вп}} \cdot \frac{d\Delta y}{dt} \\ J \cdot \frac{d^2 \Delta\varphi}{dt^2} = \frac{V_{\text{ГМ}} \cdot (\Delta P_H - P_{\text{сл}})}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - k_{\text{вм}} \cdot \frac{d\Delta\varphi}{dt} - M_{\text{ГМ}} - \Delta M - M_{\text{тр}} \\ \frac{d\Delta P_H}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\frac{Q_H}{y_{\max}} \cdot (y_{\max} - \Delta y) - \frac{V_{\text{ГМ}} \cdot \frac{d\Delta\varphi}{dt}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_o} - \mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_H - \Delta P_{\text{пит}})} \right) \\ \frac{d\Delta P_{\text{пит}}}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\mu \cdot f_{\text{др}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_H - \Delta P_{\text{пит}})} - \mu \cdot b \cdot \left(x_0 + \frac{\Delta P_{\text{пит}} \cdot F_3}{C_3} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_{\text{пит}} - \Delta P_3)} + f_{\text{п}} \cdot \frac{d\Delta y}{dt} \right) \\ \frac{d\Delta P_3}{dt} = \frac{E}{V} \cdot \left(\mu \cdot b \cdot \left(x_0 + \frac{\Delta P_{\text{пит}} \cdot F_3}{C_3} \right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (\Delta P_{\text{пит}} - \Delta P_3)} - F_{\text{п}} \cdot \frac{d\Delta y}{dt} \right) \end{array} \right. \quad (10)$$

По результатам численной реализации математической модели (10), получены графики переходных процессов (Рис. 3–5).

Программу расчета и построения динамических характеристик выполняем в прикладном математическом пакете *MathCAD*. Интегрирование размерной модели выполняется методом Рунге-Кутты с фиксированным шагом. Число шагов 50000–100000 [4].

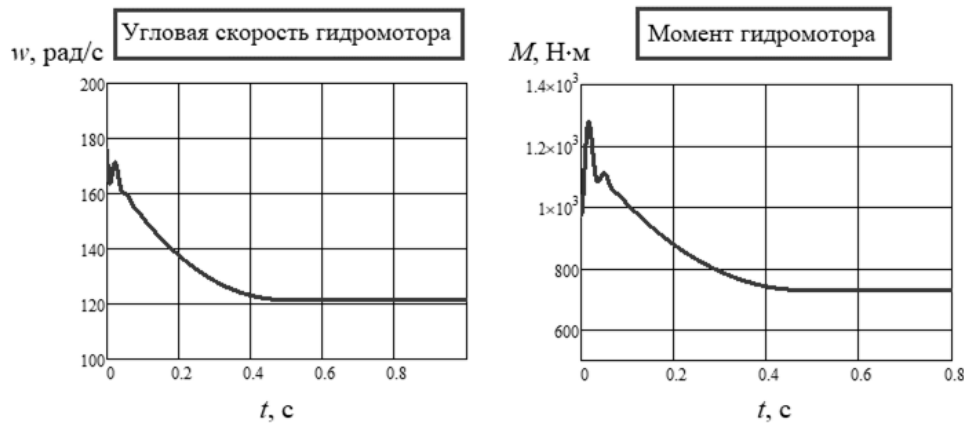


Рисунок 3. Угловая скорость и момент гидромотора.

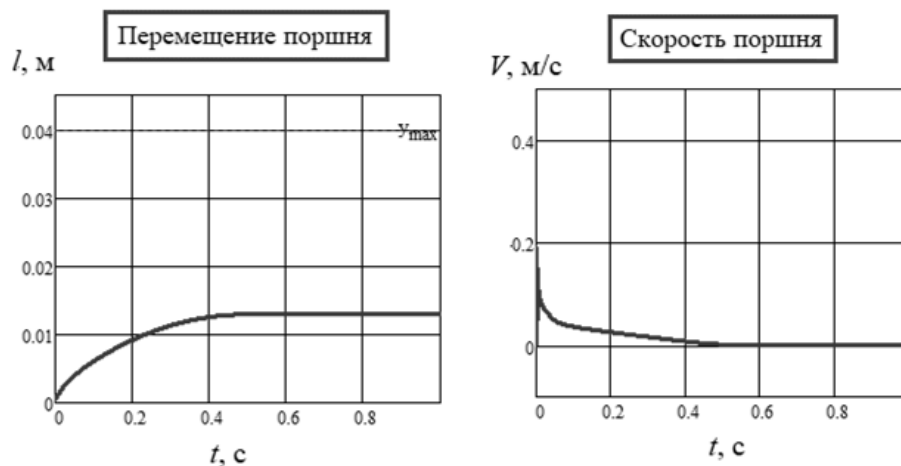


Рисунок 4. Перемещение и скорость поршня.

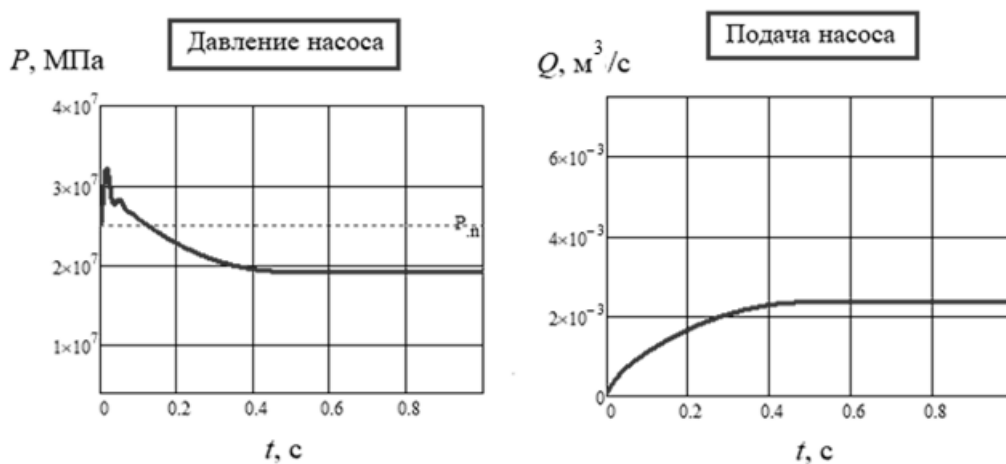


Рисунок 5. Перепад давления и подача насоса.

По полученным результатам математического моделирования (см. Рис. 3–5) привода вращения буровой штанги можно сказать, что система вышла на режим без влияния возмущающего момента, наблюдаются практически монотонные процессы, выход на режим системы происходит за 0,5 секунды, установившиеся значения угловой скорости гидромотора составило 120 рад/с, момент – 750 Н·м, перемещение поршня составило 0,014 метра, а скорость – 0,2 м/с, перекладка насоса на новую производительность составило $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении в системе 20 МПа.

Анализ качества переходных процессов

Количественную оценку управляемости системы (быстродействия) системы удобно осуществить по давлению в системе P_n . Управляемость системы (быстродействие) Tb – это отношение скорости поршня к его перемещению, в данной системе $Tb = 0,068$ (Рис. 6).

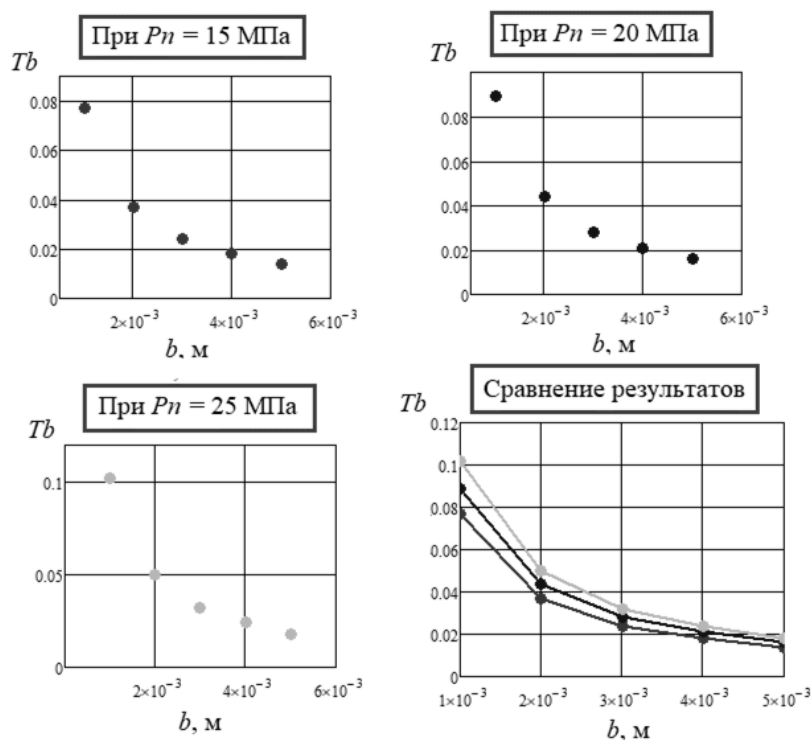


Рисунок 6. Сравнение управляемости системы при разных давлениях в системе.

Результатом численного определения этого времени является зависимость Tb от значений давления системы. Как видно из рис. 6 быстродействие системы уменьшается при увеличении давления системы P_n в диапазоне от 15 до 25 МПа.

На Рис. 7 показано, как отрабатывает регулятор мощности в зависимости от изменения значения возмущающего момента ΔM в диапазоне от 100 до 500 Н·м.

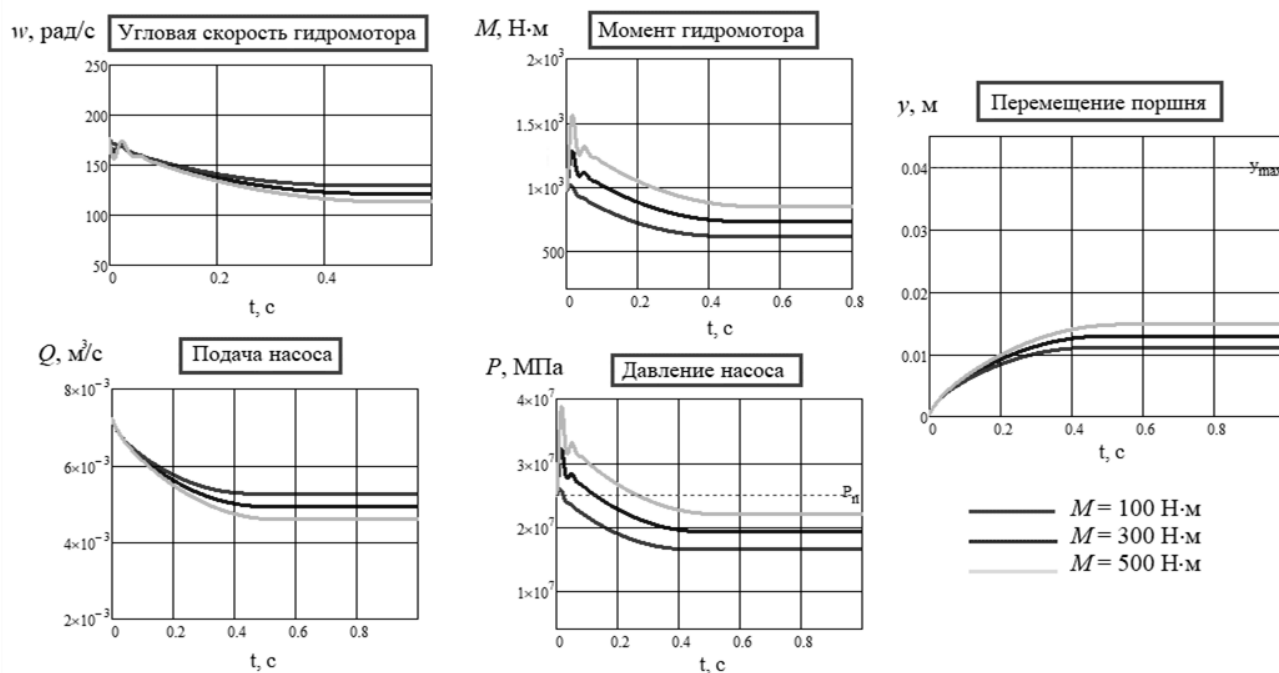


Рисунок 7. Влияние возмущающего момента на переходные процессы.

Проанализировав полученные характеристики (см. Рис. 7), можно сделать вывод о том, что при увеличении возмущающего момента, увеличивается давление в контуре. Повышение

давления в системе заставляет регулятор уменьшить подачу за счет передвижения поршня насоса, тем самым сохранить постоянной потребляемую мощность.

Заключение

В ходе разработки и расчета по математической модели контура с регулятором постоянного давления была выполнена численная параметризация регулятора насоса. Переходные процессы системы подтверждают правильность работы регулятора гидравлической системы. Применяемая в данной работе технология вычислительного эксперимента позволила сделать качественную оценку работы системы по полученным переходным процессам контура, а также выбрать оптимальные геометрические параметры многопозиционного золотникового гидрораспределителя и поршня насоса. Дальнейшие работы направлены на разработку безразмерной математической модели с целью построения обобщенных характеристик с выделением области устойчивости и реализации предварительного параметрического синтеза.

Литература:

1. Зенин В.Г. Динамика и регулирование гидропневмосистем. Учебное пособие. Издательство ЮУрГУ, 2011 г. [Zenin V.G. Dynamics and regulation of hydropneumatic systems. Study guide. Chelyabinsk: Publishing House of South Ural State University, 2011].
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1974. 606 с. [Bashta T.M. Positive displacement pumps and hydraulic motors of hydraulic systems. Textbook for universities. Moscow: Mashinostroyeniye, 1974. 606 p.].
3. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учеб. для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». М.: Машиностроение, 1991. 384 с. [Navrotsky K.L. Theory and design of hydraulic and pneumatic drives: textbook for university students of specialty "Hydraulic machines, hydraulic drives and hydropneumatic automation". Moscow: Mashinostroyeniye, 1991. 384 p.].
4. Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Численное исследование нелинейных гидромеханических систем самолета // Вестник УГАТУ. 2023. Т. 27. № 2(100). С. 92–99. [Petrov P.V., Tselishev V.A., Kuderko D.A. Numerical study of nonlinear hydromechanical aircraft system // Vestnik UGATU. 2023. Vol. 27. No. 2(100). P. 92–99]. DOI: 10.54708/19926502_2023_27210092.

Об авторах:

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрег. (УГАТУ, 2009), доц., зав. каф. прикладной гидромеханики Уфимского университета науки и технологий, 32, ул. Заки Валиди, г. Уфа, Республика Башкортостан, 450076, Россия, pgl.petrov@mail.ru.

АЛЕКСЕЕВ Владислав Евгеньевич, магистрант 2-го года обучения Уфимского университета науки и технологий, 32, ул. Заки Валиди, г. Уфа, Республика Башкортостан, 450076, Россия, alekseev_vlad2001@mail.ru.

Metadata:

Title: Numerical study of the pump power controller.

Author 1: Pavel Valerievich Petrov, Cand. of Tech. Sci., Associate Professor of Department of Applied Hydromechanics, Ufa University of Science and Technology. 32 Zaki Validi st., Ufa, Republic of Bashkortostan, 450076, Russia, pgl.petrov@mail.ru.

Author 2: Vladislav Evgenievich Alekseev, 2nd year Master's student, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., Ufa, Republic of Bashkortostan, 450076 Russia, alekseev_vlad2001@mail.ru.

Abstract: The scientific article is devoted to the development of a mathematical model of the pump power regulator. Based on the results of numerical modeling, static and dynamic characteristics of

the power regulator are obtained, and a parametric analysis of the influence of the main design and operating parameters on the quality characteristics of the hydraulic system is performed.

Keywords: constant power controller, dynamic characteristics, mathematical model, numerical realization, regulation, hydraulic system, MathCAD.