

ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЕ И ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИИ

УДК 625.084/085:625.855.3

Н.Ю. Клиндух, А.В. Цыганкова, С.В. Шилкин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА В СРЕДЕ «MATLAB+SIMULINK»

Авторами статьи разработана программа моделирования привода виброуплотняющего оборудования. Приведены схемы агрегатов гидропривода с поступательным движением и их математические модели.

Ключевые слова: привод, насос, распределитель, трубопроводы, гидросхема, макроблок, «MATLAB+SIMULINK», давление, плотность, рабочая жидкость.

N.Yu. Klindukh, A.V. Tsygankova, S.V. Shilkin

HYDRAULIC DRIVE MODELING IN THE “MATLAB+SIMULINK” ENVIRONMENT

The program for modeling the vibrating compacting equipment drive is developed by the authors of the article. The schemes of the hydraulic drive aggregates with the progressive movement and their mathematical models are given.

Key words: drive, pump, distributor, pipelines, hydroscheme, macroblock, «MATLAB+SIMULINK», pressure, density, working liquid.

Введение. Рабочий процесс привода виброуплотняющего оборудования является сложной динамической системой. Использование программной среды «MATLAB+Simulink» при моделировании привода виброуплотняющего оборудования дает возможность анализировать структуру и влияние параметров системы, решить задачу синтеза путем подбора корректирующих элементов.

Цель исследований. Формирование математической модели привода виброуплотняющего оборудования для исследования динамических режимов работы оборудования.

Материалы и методы исследований. Для моделирования привода виброуплотняющего оборудования использована программная оболочка в среде «MATLAB» [1]. Эта система является идеальным средством для реализации всех видов моделирования: аналитического, численного, имитационного и ситуационного. Система имеет мощные средства диалога, графики и комплексной визуализации, а также многочисленные программные пакеты для расширения функций системы: символического дифференцирования и интегрирования, идентификации систем, построения и исследования искусственных нейронных систем, обработки сигналов и изображений, решения обыкновенных дифференциальных уравнений и т.д.

Одним из таких пакетов системы «MATLAB» является пакет визуального имитационного и ситуационного моделирования «Simulink», позволяющий исследовать многие линейные и нелинейные блочные динамические системы и устройства произвольного назначения. Модель создается из стандартных функциональных графических блоков, набор которых в пакете очень велик и постоянно расширяется. Параметры блоков задаются с помощью удобных диалоговых панелей

Гидросистема привода виброуплотняющего оборудования содержит источник питания (насос), пропорциональный распределитель, гидроцилиндр и трубопроводы (полости). Для моделирования гидропривода разработана математическая модель элементов гидросистемы. Программа гидросистемы, набранная в среде «Matlab-Simulink», приведена на рис. 1.

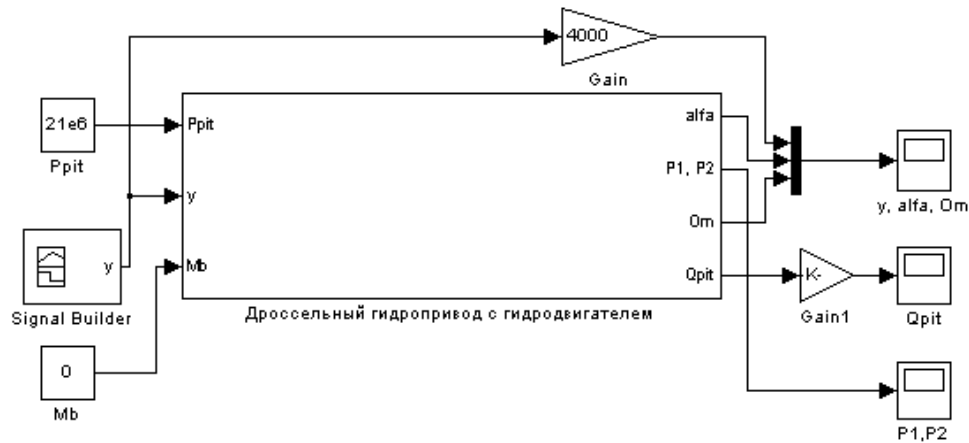


Рис. 1. Схема дроссельного гидропривода виброуплотняющего оборудования, набранная в среде «MATLAB-SIMULINK»

В качестве входных данных для модели использовались: постоянное давление питания ($P_0 = 21$ МПа), внешний возмущающий момент ($M_b = 0$) и сигнал, соответствующий значению плунжера ($y_{\max} = 0,3$ мм), который меняется по времени и задается при помощи функции “Signal Builder” в ПК “MATLAB”.

Все постоянные значения параметров макроблоков модели гидропривода задавались при помощи “М-файла” в отдельном текстовом документе, имеющем следующий вид:

коэффициент утечек в дренаж L_y , $\text{м}^3/\text{с}/\text{Па}$; $L_y = 1\text{e-}11$; коэффициент перетечек между полостями L_p , $\text{м}^3/\text{с}/\text{Па}$; $L_p = 4\text{e-}12$; модуль объемной упругости жидкости E_j , Па; $E_j = 9,0\text{e}8$; $E_{j3} = 1\text{e}9$; объем полости 1 V_1 , м^3 ; $W_{p1} = 0,0005$; объем полости 2 V_2 , м^3 ; $W_{p2} = 0,0005$; объем полости 3 V_3 , м^3 ; $W_{p3} = 1\text{e-}3$; момент инерции J_{gd} , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{gd} = 200$; коэффициент скоростного сопротивления f_{gd} , Нм/с/рад; $f_{gd} = 100$; максимальное давление в полостях 1,2 $p_{\max}$, МПа; $p_{\max} = 50\text{e}6$; максимальное давление в полости 3 $p_{\max}$, МПа; $p_{\max3} = 25\text{e}6$; минимальное давление в полости 3 $p_{\min}$, МПа; $p_{\min3} = 1\text{e}6$; давление слива P_{sl} , МПа; $P_{sl} = 0,3\text{e}6$; плотность жидкости ρ_0 , $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_0 = 800$; диаметр золотника D , м; $D = 0,005$; коэффициент использования периметра k_p ; $k_p = 0,5$; радиальные зазор dz , м; $dz = 0$; коэффициент расхода u ; $u = 0,71$; $g_{n\max} = 0,523$; $k_{din} = 0$; $k_{reg} = 1\text{e-}7$; $k_n = 1,2\text{e-}3$.

Результаты исследований и их обсуждение. Математическая модель насоса гидропривода разработана в соответствии со схемой, приведенной на рис. 2, а. Блок-схема гидравлического насоса приведена на рис. 2, б.

Работа насоса описывается уравнением моментов на валу (узел k) и уравнения потоков на входе (i) и выходе (j) с учетом объемных потерь [1].

При этом неравномерность подачи вследствие кинематических особенностей насоса и сжимаемости жидкости в полостях не учитывается.

$$M_k = q_n f(q)(p_j - p_i) + a_\omega \frac{\omega_e}{u_d} + a_p |p_j - p_i| + a,$$

$$Q_{i,j} = q_n f(q) \frac{\omega_e}{u_d} \pm k_{ym} p_{i,j},$$

где q_n – максимальный рабочий объем насоса; $f(q)$ – параметр регулирования; $-1 \leq f(q) \leq 1$; ω_e – угловая скорость вала двигателя (дизеля); a_ω – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от угловой скорости; a_p – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления; a – постоянная гидромеханических потерь; u_d – передаточное число редуктора; k_{ym} – коэффициент объемных потерь насоса; для Q_i , p_i , принимается знак «плюс», для Q_j , p_j – «минус».

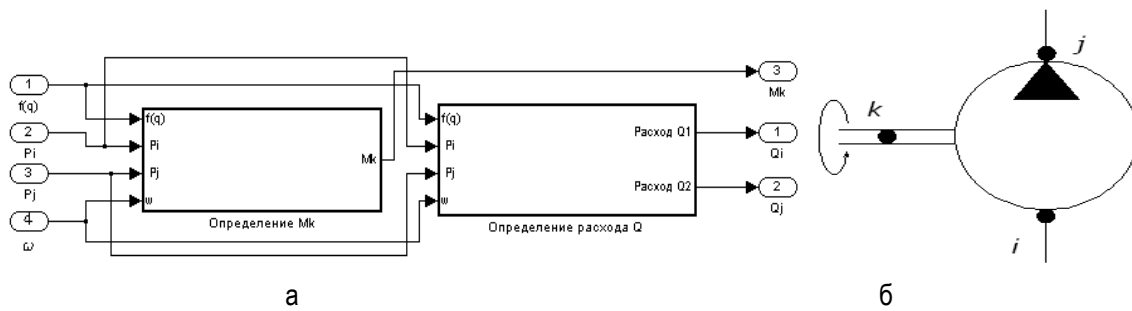


Рис. 2. Расчетная схема (а) и блок-схема (б) насоса

Моделирование насоса по параметру крутящего момента и расхода рабочей жидкости выполняется по схеме, приведенной на рис. 3, а, б.

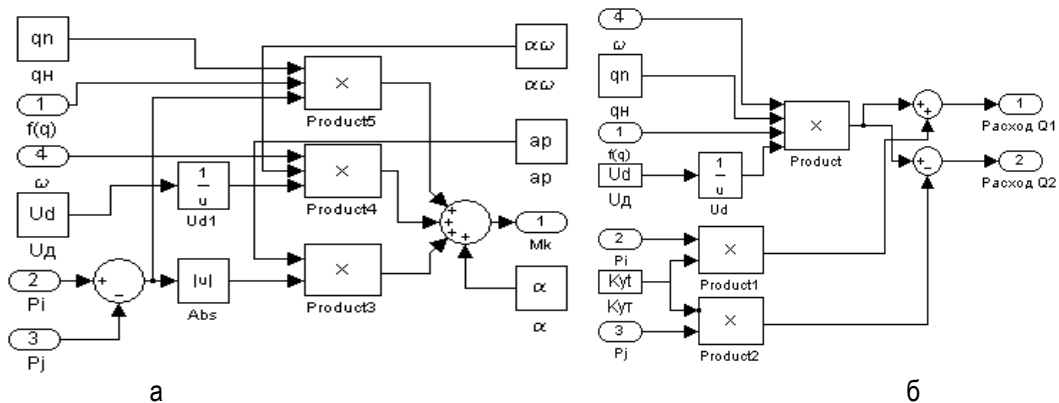


Рис. 3. Макроблоки определения крутящего момента (а) и расхода рабочей жидкости (Qi и Qj) (б)

Динамика гидроцилиндра, расчетная схема которого приведена на рис. 4, а, описывается уравнениями поступательного движения поршня (узел k) под действием сил давления, внешней нагрузки, сил трения и уравнениями расходов на входе (i) и выходе (j) с учетом сжимаемости жидкости в полостях. На рисунке 4, б приведена блок-схема гидроцилиндра, содержащая макроблоки по моделированию расхода рабочей жидкости (Q), коэффициента упругости рабочей жидкости ($K_{упр}$), скорости выдвижения штока гидроцилиндра (V_k), усилия (F), приведенного объемного модуля упругости полости с жидкостью ($E_{пр}$), коэффициентов пропорциональности между давлениями в полостях I (i) и II (j) и силой трения в манжетных уплотнениях (K).

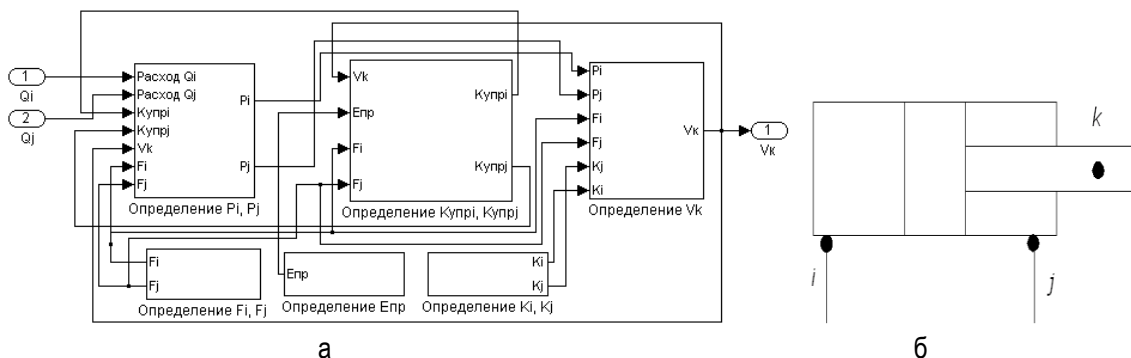


Рис. 4. Расчетная схема (а) и блок-схема гидроцилиндра (б)

$$\dot{v}_k = m^{-1} \left[p_i F_i - p_j F_j - h v_k - (R_{mp}^0 + k_i p_i + k_j p_j) \text{sign} v_k - R_{\mu} \right],$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_k = v_k, 0 \leq z_k \leq L_u; \quad \dot{p}_i = \frac{Q_i - F_i v_k}{k_{ynpi}}; \quad \dot{p}_j = \frac{F_j v_k - Q_j}{k_{ynpj}}; \\ k_{i,j} = \frac{\pi}{2} f(D_u + D_{i,j}) H; \quad k_{ynpi} = \frac{\Delta V_i + z_k F_i}{E_{np}}; \quad k_{\delta i \delta j} = \frac{\Delta V_j + (L_\delta - z_k) F_j}{E_{i\delta}}; \\ E_{np} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{D_u}{\delta} \frac{E_{жс}}{E_{см}}}, \end{aligned}$$

где v_k – скорость поршня; m – приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра;

$F_i = \pi(D_u^2 - D_i^2)/4$ – рабочая площадь поршня в полости I, примыкающей к узлу i (здесь D_u – диаметр цилиндра; D_i – диаметр штока в полости I); $F_j = \pi(D_u^2 - D_j^2)/4$ – рабочая площадь поршня в полости II, примыкающей к узлу j (здесь D_j – диаметр штока в полости II); h – коэффициент вязкого трения; R_{mp}^0 – сила трения в манжетных уплотнениях при отсутствии давления; R_u – усилие на штоке; L_u – ход поршня; f – коэффициент трения уплотнения по поверхности цилиндра; H – высота манжетного уплотнения; ΔV_i и V_j – мертвые объемы полостей I и II; E_{np} – приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью; $E_{жс}$ – объемный модуль упругости рабочей жидкости; δ – толщина стенки цилиндра; $E_{см}$ – модуль упругости материала стенки цилиндра.

Макроблок “Золотник” реализует математическую модель дросселирующего распределителя на примере четырехщелевого цилиндрического золотника при произвольной гидравлической нагрузке. Расчетная схема и блок-схема золотника приведены на рис. 5, а, б. Расход через местное сопротивление золотника выражается зависимостью:

$$\dot{Q}_{rs} = B \left[\mu f_{rs}(z) \text{sign}(p_r - p_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s|} - Q_{rs} \right],$$

где $f_{rs}(z)$ – площадь проходного сечения канала золотника, соединяющего узлы на входе (i) и выходе (j), в функции перемещения золотника z , максимальное значение которой равно $\pi D_y^2 / 4$ (здесь D_y – условный проход).

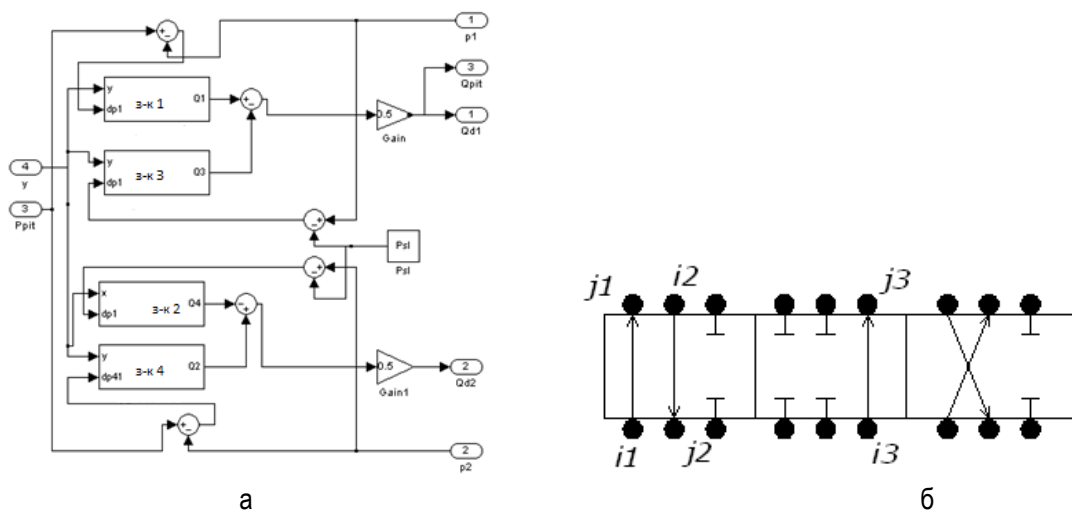


Рис. 5. Расчетная схема (а) и блок-схема золотника (б)

Учтены рекуперативные динамические режимы при произвольном давлении питания. Скорость движения золотника регулируется сигналом управления его распределителем. При таком управлении изменяется продолжительность пребывания распределителя в крайнем положении, что позволяет уменьшать или увеличивать среднюю скорость движения выходного звена. Однако дискретное переключение распределителя обычно сопровождается колебаниями давлений в напорной и сливной магистралях, а также в каналах аппарата управления и полостях исполнительного двигателя, что может вызвать повреждение элементов привода.

Гидроприводы большинства мобильных машин характеризуются сравнительно малой длиной простых участков трубопроводов, редко достигающей 5 м, и относительно невысоким быстродействием направляющей гидроаппаратуры. Рабочее давление достигает 20 МПа, а в отдельных случаях 30 МПа. В этих условиях, как показывают специальные исследования, для описания динамических процессов в трубопроводах с жидкостью допустима математическая модель с сосредоточенными параметрами на входе (i) и выходе (j). Расчетная схема и блок-схема трубопровода приведены на рис. 6, а, б.

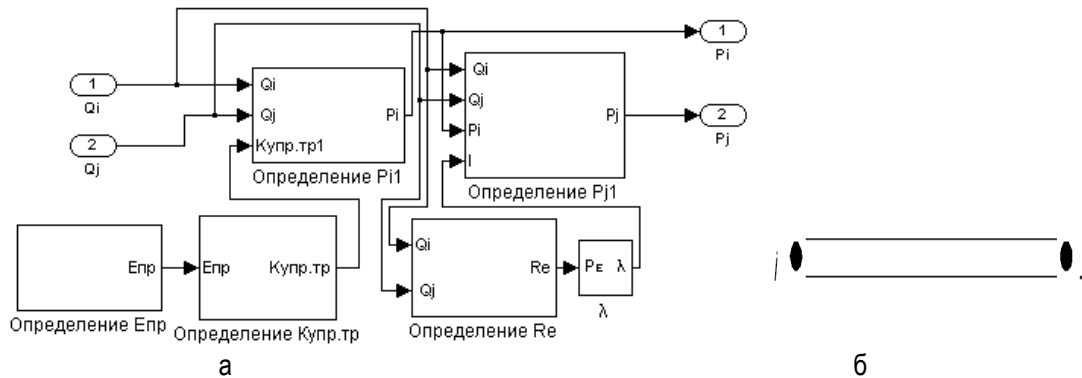


Рис. 6. Расчетная схема (а) и блок-схема трубопровода (б)

$$p_i = \frac{Q_i - Q_j}{k_{упр.мп}}; \quad p_j = p_i - \lambda \frac{8\rho L_{мп}}{\pi^2 d_{мп}^5} \left| \frac{Q_i + Q_j}{2} \right| \frac{Q_i + Q_j}{2}; \quad k_{упр.мп} = \frac{\pi d_{мп}^2 L_{мп}}{4E_{np}};$$

$$E_{np} = \frac{E_{жс}}{1 + \frac{d_{мп}}{\delta_{мп}} \frac{E_{жс}}{E_{ст}}}; \quad \lambda = \begin{cases} 75 / Re & npu \quad Re \leq 2300 \\ 0.31464 Re^{-0.25} & npu \quad Re > 2300 \end{cases}; \quad Re = \frac{2|Q_i + Q_j|}{\pi d_{мп} v_{жс}},$$

где $k_{упр.мп}$ – коэффициент упругости трубопровода с жидкостью; $d_{мп}$ – диаметр трубопровода; $L_{мп}$ – длина трубопровода; E_{np} – приведенный объемный модуль упругости трубопровода с жидкостью; $E_{жс}$ – модуль упругости жидкости; $\delta_{мп}$ – толщина стенки трубопровода; $E_{ст}$ – модуль упругости материала трубопровода; λ – коэффициент потерь по длине; Re – число Рейнольдса, $v_{жс}$ – кинематическая вязкость жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости.

Блок-схема трубопровода содержит пять макроблоков по определению плотности рабочей жидкости, приведенного объемного модуля упругости трубопровода с жидкостью, коэффициента упругости трубопровода с жидкостью, число Рейнольдса, коэффициента потерь по длине трубопровода.

Рассмотренные уравнения справедливы при следующих условиях:

- волновые процессы в трубопроводах не рассматриваются;
- потери давления по длине трубопровода зависят от среднего значения расходов на входе и выходе;
- инерционная составляющая сил рабочей жидкости в трубопроводах не учитывается.

В результате моделирования работы гидропривода в течение 4 с с использованием блоков “Scope”, выполняющих функции осциллографов, были получены графические результаты зависимостей параметров гидросистемы виброуплотняющего оборудования (рис. 7–8).

Давление в гидролиниях достигает максимума за 2 с и составляет 17 МПа.

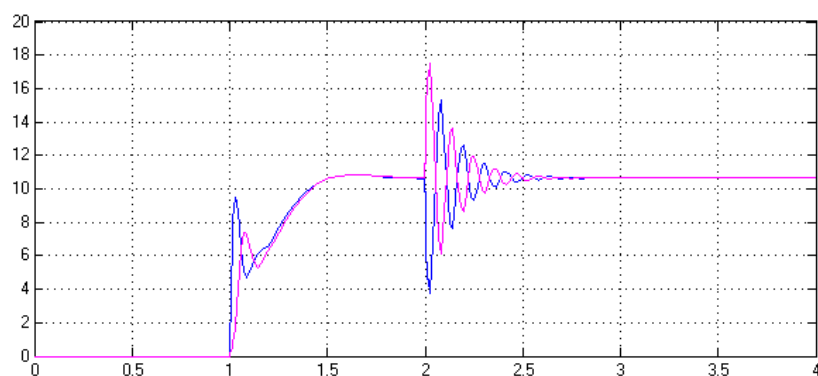


Рис. 7. Давление в гидролиниях (МПа)

Сводный график зависимостей угловой скорости, угла поворота, смещения плунжера и давления питания от времени работы гидропривода приведен на рис. 8, из которого видно, что пропорционально давлению в системе происходит изменение угловой скорости, угла поворота и смещения плунжера. Переходный процесс дросселирования рабочей жидкости в начальный период времени работы гидроцилиндра является колебательным. Через 2,5 с процесс становится стационарным. Переходная характеристика вызвана скачком градиента при турбулентном течении рабочей жидкости. При изменении разности давления на клапане процесс дросселирования неустойчив в течение 2,5 с. Далее процесс становится стационарным.

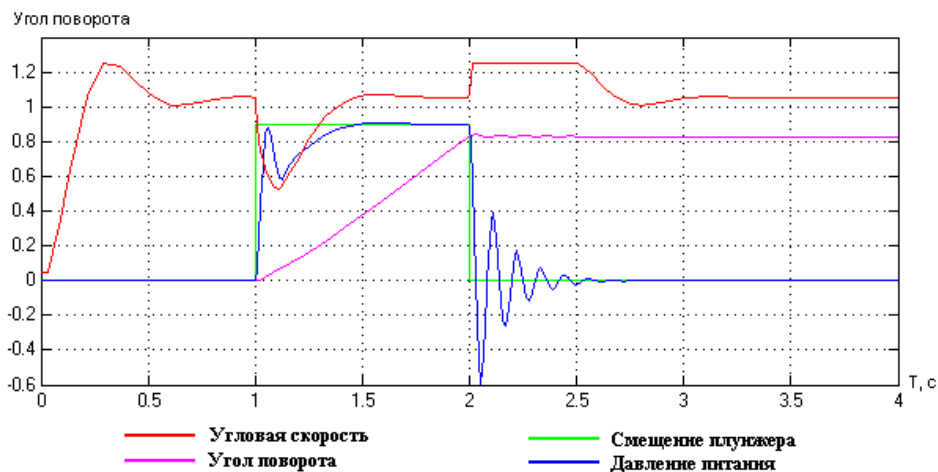


Рис. 8. Угловая скорость (рад/с), угол поворота (рад), смещение плунжера, давление питания

Выводы

Разработка программы в среде «MATLAB+Simulink» на основе визуально ориентированного программирования, включающей компьютерную библиотеку математических моделей элементов гидропривода, библиотеку Simulink-блоков, позволяет определять основные характеристики и обеспечивает устойчивую работу привода виброуплотняющего оборудования.

Литература

1. Емельянов Р.Т., Прокопьев А.П., Климов А.С. Моделирование рабочего процесса гидропривода с дроссельным регулированием // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 11. – С. 62–64.

