

Ш. Р. Галлямов, А. В. Месропян, М. О. Митягина

ВВЕДЕНИЕ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ПЕРЕМЕННЫХ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ГИДРОСИСТЕМЫ СВЕРЛЯЩЕГО ПЕРФОРАТОРА

Предложена математическая модель контура фиксации сверлящего перфоратора с электрогидравлической системой управления для вторичного вскрытия пластов с использованием безразмерных переменных. Рассчитаны и построены переходные процессы: силы тока в электрической цепи, перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром фиксации и перемещения штока гидроцилиндра фиксации. *Сверлящий перфоратор; численное моделирование; математическая модель; безразмерные переменные; контур фиксации*

Современный уровень развития методологии проектирования сверлящих перфораторов для вторичного вскрытия нефте- и газоносных пластов характеризуется отсутствием комплексных теоретических и экспериментальных исследований, необходимых для моделирования параметров и характеристик средств перфорации обсаженных скважин, что обуславливает определенные трудности при проектировании новых изделий [1]. Компании-производители технических средств для испытаний и эксплуатации скважинного фонда применяют, главным образом, инженерные методы и методики расчета, основанные, зачастую, на личном опыте реализации различных конструкторско-технологических мероприятий. Однако следует отметить, что математическое моделирование статических и динамических характеристик сложных технических объектов позволяет снизить сроки и объемы доводочных работ и рассчитать степень влияния и характер эксплуатационных факторов на функционирование системобразующих элементов и объекта в целом.

При этом одним из наиболее значимых аспектов численного моделирования является разработка математических моделей с использованием безразмерных переменных, что позволит идентифицировать параметры и характеристики сверлящих перфораторов различных типоразмеров и схемных решений.

Введение безразмерных переменных при численном моделировании позволяет упростить процессы обработки, обобщения и анализа информации о параметрах и характеристиках сверлящего перфоратора, что значительно сократит время тестирования и отладки математических моделей.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОНТУРА ФИКСАЦИИ В БЕЗРАЗМЕРНЫХ КОМПЛЕКСАХ

Для работы на скважинах разных диаметров могут быть востребованы сверлящие перфораторы различных типоразмеров, поскольку величина выдвигания штоков гидроцилиндров фиксации напрямую зависит от диаметра обсадной колонны (см. рис. 1, табл. 1) [2]. В связи с этим большую значимость представляет разработка математической модели контура фиксации с использованием безразмерных переменных, что позволит идентифицировать характеристики возможных типоразмеров сверлящего перфоратора при работе на скважинах разных диаметров.

В табл. 1 приведены параметры перфоратора для возможных типоразмеров:

Таблица 1

Параметры перфоратора			
Типоразмер	d_1 , мм	d_2 , мм	x , мм
I	140	120	20
II	245	200	45
III	340	280	60

Контур фиксации гидросистемы перфоратора обеспечивает фиксацию прибора в обсадной колонне исполнительными механизмами, в качестве которых выступают два гидроцилиндра, штоки которых равномерно выдвигаются, выбирая зазор (обычно на 0,02–0,06 м). Время фиксации обычно составляет 5–10 с. Выдвижением штоков гидроцилиндров управляет золотниковый гидрораспределитель с электромагнитным управлением посредством перемещения золотника [3].

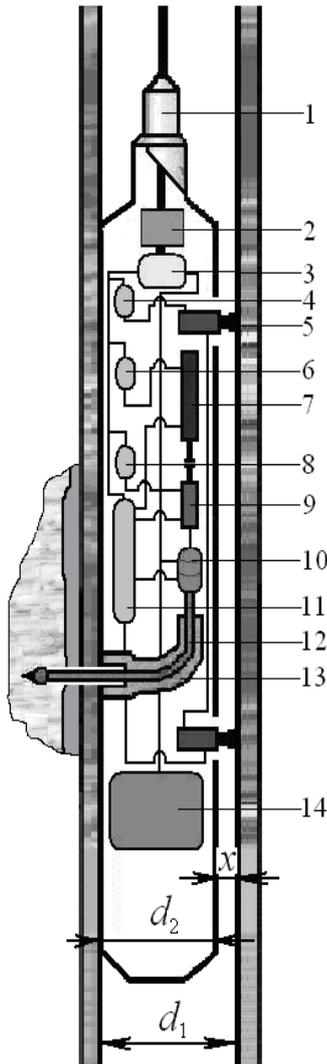


Рис. 1. Сверлящий перфоратор: d_1 – диаметр обсадной колонны, d_2 – наружный диаметр корпуса перфоратора, x – величина выдвигания штоков гидроцилиндров фиксации; 1 – головка; 2 – электродвигатель; 3 – насос; 4 – распределитель управления гидроцилиндрами фиксации; 5 – гидроцилиндры фиксации; 6 – распределитель управления гидроцилиндром подачи бура; 7 – гидроцилиндр подачи бура; 8 – распределитель управления гидроцилиндром перфорации; 9 – гидроцилиндр перфорации; 10 – гидромотор; 11 – бак; 12 – бур на гибком валу; 13 – криволинейная направляющая для бура; 14 – гидроаккумулятор

Основой для разработки математической модели контура фиксации с использованием безразмерных переменных послужила математическая модель контура фиксации в размерном виде, состоящая из системы уравнений (см. формулу 1), в которую входят: уравнение электрической цепи, уравнение движения золотни-

кового распределителя, уравнения баланса расходов и уравнение движения гидроцилиндров фиксации.

$$\left\{ \begin{aligned} U_{\text{ПОСТ}} &= R_{\text{ПОСТ}} i(t) + L_{\text{ПОСТ}} \frac{di(t)}{dt} + K_{\text{ПЭ}} \frac{dx(t)}{dt}, \\ m_3 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} &= K_{\text{Fi}} i(t) - c_{\text{ПР}} x(t) - b_3 \frac{dx(t)}{dt}, \\ \mu f \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{\text{ПИТ}} - p_1(t)|}{\rho}} \text{signum}(p_{\text{ПИТ}} - p_1(t)) &= \\ &= A_{\text{ПФ}} \frac{dy_{\text{П}}(t)}{dt} + \frac{W_{\text{ГЦФ}}}{2 \cdot E} \frac{dp_1(t)}{dt}, \\ \mu f \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2(t)|}{\rho}} \text{signum}(p_2(t)) &= \\ &= A_{\text{ЭФФ}} \frac{dy_{\text{П}}(t)}{dt} - \frac{W_{\text{ГЦФ}}}{2 \cdot E} \frac{dp_2(t)}{dt}, \\ m_{\text{ГЦФ}} \frac{d^2 y_{\text{П}}(t)}{dt^2} &= A_{\text{ЭФФ}} (p_1(t) - p_2(t)) - \\ &- R_{\text{СТАТФ}} \text{signum}\left(\frac{dy_{\text{П}}(t)}{dt}\right) - b_{\text{ГЦФ}} \frac{dy_{\text{П}}(t)}{dt}; \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где $U_{\text{ПОСТ}}$ – напряжение электрической цепи постоянного тока, В; $R_{\text{ПОСТ}}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом; $i(t)$ – функция силы тока в электрической цепи, А; $L_{\text{ПОСТ}}$ – индуктивность обмотки управления электромагнита, Гн; $K_{\text{ПЭ}}$ – коэффициент противоЭДС, В·с/м; $x(t)$ – перемещение золотника, м; m_3 – масса золотника, кг; K_{Fi} – коэффициент силы тока, Н/А; $c_{\text{ПР}}$ – жесткость пружины распределителя, Н/м; b_3 – коэффициент, учитывающий трение в паре трения «плунжер – гильза»; μ – коэффициент расхода жидкости; f – площадь золотника в распределителе управления гидроцилиндрами фиксации и подачи бура, м²; $p_{\text{ПИТ}}$ – давление питания рабочей жидкости гидросистемы, Па; $p_1(t)$ – давление рабочей жидкости в правой полости гидроцилиндра, Па; $p_2(t)$ – давление рабочей жидкости в левой полости гидроцилиндра, Па; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $A_{\text{ПФ}}$, $A_{\text{ЭФФ}}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра фиксации со стороны поршня и штока соответственно, м²; $y_{\text{П}}(t)$ – перемещение поршня гидроцилиндра, м; $W_{\text{ГЦФ}}$ – объём рабочей жидкости в камере гидроцилиндра фиксации, м³; E – приведенный модуль упругости рабочей жидкости, Па; $m_{\text{ГЦФ}}$ – масса гидроцилиндра фиксации, кг; $R_{\text{СТАТФ}}$ – статическая нагрузка на гидроцилиндр фиксации, Н;

$b_{ГЦ\phi}$ – коэффициент, учитывающий силу вязкого демпфирования в гидроцилиндре фиксации.

Переход к уравнениям с использованием безразмерных переменных осуществляется путем введения равенств (2–6) и делением всего уравнения на слагаемое для их получения в правой части:

$$\bar{i}(t) = \frac{i(t)}{i_{\max}}, \quad (2)$$

где $\bar{i}(t)$ – функция силы тока в электрической цепи (безразмерная переменная); i_{\max} – максимальное значение силы тока в электрической цепи, А.

$$\bar{x}(t) = \frac{x(t)}{x_{\max}}, \quad (3)$$

где $\bar{x}(t)$ – перемещение золотника (безразмерная переменная); x_{\max} – максимальное перемещение золотника, м.

$$\bar{p}_1(t) = \frac{p_1(t)}{p_{\text{ПИТ}}}, \quad (4)$$

где $\bar{p}_1(t)$ – давление рабочей жидкости в правой полости гидроцилиндра (безразмерная переменная); $p_{1\max}$ – максимальное давление рабочей жидкости в правой полости гидроцилиндра, Па.

$$\bar{p}_2(t) = \frac{p_2(t)}{p_{\text{ПИТ}}}, \quad (5)$$

где $\bar{p}_2(t)$ – давление рабочей жидкости в левой полости гидроцилиндра (безразмерная переменная); $p_{2\max}$ – максимальное давление рабочей жидкости в левой полости гидроцилиндра, Па.

$$\bar{y}_{\Pi}(t) = \frac{y_{\Pi}(t)}{y_{\Pi\max}}, \quad (6)$$

где $\bar{y}_{\Pi}(t)$ – перемещение поршня гидроцилиндра фиксации (безразмерная переменная); $y_{\Pi\max}$ – максимальное перемещение поршня гидроцилиндра фиксации, м.

Система уравнений (1) после преобразований (2–6) примет вид:

• уравнение электрической цепи для гидрораспределителя управления гидроцилиндрами фиксации:

$$K_R \bar{i}(t) + K_L \frac{d\bar{i}(t)}{dt} + T_{\text{ПЭ}} \frac{d\bar{x}(t)}{dt} = \bar{U}_{\text{ПОСТ}}, \quad (7)$$

где $K_R = R_{\text{ПОСТ}} \cdot \frac{i_{\max}}{U_{\max}}$ – коэффициент активного сопротивления обмотки управления электромагнита,

$K_L = L_{\text{ПОСТ}} \cdot \frac{i_{\max}}{U_{\max}}$ – коэффициент индуктивности обмотки управления электромагнита,

$T_{\text{ПЭ}} = K_{\text{ПЭ}} \cdot \frac{x_{\max}}{U_{\max}}$ – электромеханическая постоянная времени, учитывающая противоЭДС,

здесь $\bar{U}_{\text{ПОСТ}}$ – напряжение электрической цепи постоянного тока (безразмерный параметр); U_{\max} – максимальное значение напряжения электрической цепи, В.

• уравнение движения золотникового распределителя:

$$K_m^2 \frac{d^2 \bar{x}(t)}{dt^2} + K_{c_{\text{сп}}} \bar{x}(t) + K_{b_3} \bar{x}(t) = \bar{i}(t), \quad (8)$$

где $K_{m_3} = \sqrt{\frac{m_3 \cdot x_{\max}}{K_{Fi} \cdot i_{\max}}}$ – коэффициент, учитывающий массу золотника,

$K_{c_{\text{сп}}} = \frac{c_{\text{ПП}} \cdot x_{\max}}{K_{Fi} \cdot i_{\max}}$ – коэффициент силы жесткости пружины распределителя,

$K_{b_3} = \frac{b_3 \cdot x_{\max}}{K_{Fi} \cdot i_{\max}}$ – коэффициент, учитывающий трение в паре трения «плунжер – гильза»;

• уравнения баланса расходов (гидроцилиндр фиксации и распределителя):

$$K_{A_{\text{П}\phi}} \frac{d\bar{y}_{\Pi}(t)}{dt} + K_{W_{p1\phi}} \frac{d\bar{p}_1(t)}{dt} = \sqrt{|1 - \bar{p}_1(t)|}, \quad (9)$$

$$K_{A_{\text{ЭФ}\phi}} \frac{d\bar{y}_{\Pi}(t)}{dt} - K_{W_{p2\phi}} \frac{d\bar{p}_2(t)}{dt} = \sqrt{|\bar{p}_2(t)|}, \quad (10)$$

где $K_{A_{\text{П}\phi}} = \frac{A_{\text{П}\phi} \cdot y_{\Pi\max}}{\mu f \sqrt{\frac{2p_{\text{ПИТ}}}{\rho}}}$ – коэффициент, учитывающий площадь поршня гидроцилиндра фиксации,

$K_{W_{p1\phi}} = \frac{W_{ГЦ\phi}}{2E\mu f \sqrt{\frac{2p_{\text{ПИТ}}}{\rho}}} p_{\text{ПИТ}}$ – коэффициент, учитывающий объем рабочей жидкости в левой полости камеры гидроцилиндра фиксации,

$K_{A_{\text{ЭФ}\phi}} = \frac{A_{\text{ЭФ}\phi} \cdot y_{\Pi\max}}{\mu f \sqrt{\frac{2p_{\text{ПИТ}}}{\rho}}}$ – коэффициент, учитывающий эффективную площадь гидроцилин-

дров, учитывающий площадь поршня гидроцилиндра фиксации.

• уравнение движения поршня гидроцилиндра фиксации:

дра фиксации, $K_{wp2_\phi} = \frac{W_{ГЦ_\phi}}{2E_{\text{Иф}} \sqrt{\frac{2p_{\text{ПИТ}}}{\rho}}}$ – ко-

эффициент, учитывающий объём рабочей жидкости в правой полости камеры гидроцилиндра фиксации.

• уравнение движения гидроцилиндров фиксации:

$$K_{m_\phi}^2 \frac{d^2 \bar{y}_\Pi(t)}{dt^2} + \bar{R}_{\text{СТАТ}_\phi} + K_{b_\phi} \frac{d \bar{y}_\Pi(t)}{dt} = \bar{p}_1(t) - \bar{p}_2(t) \quad (11)$$

где $K_{m_\phi} = \sqrt{\frac{m_{ГЦ_\phi} y_{\Pi \max}}{A_{\text{ЭФ}_\phi} p_{\text{ПИТ}}}}$ – коэффициент, учитывающий приведенную к штоку массу гидроцилиндра фиксации,

$\bar{R}_{\text{СТАТ}_\phi} = \frac{R_{\text{СТАТ}_\phi}}{A_{\text{ЭФ}_\phi} p_{\text{ПИТ}}}$ – коэф-

фициент статической нагрузки, $K_{b_\phi} = \frac{b_{ГЦ_\phi} y_{\Pi \max}}{A_{\text{ЭФ}_\phi} p_{\text{ПИТ}}}$ –

коэффициент вязкого демпфирования в гидроцилиндре фиксации.

Численное решение системы, состоящей из дифференциальных уравнений (7–11), проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты 4–5-го порядка в математическом пакете *Maple*. Время тестирования и отладки математической модели после введения безразмерных переменных, в целом, сократилось на 30 %.

Полученная математическая модель привода фиксации, описываемая уравнениями (7–11), аналогична исходной модели (1), переходные процессы идентичны, однако расчет переходных процессов осуществляется с меньшими временными затратами, а выделение безразмерных переменных в математической модели упрощает выявление факторов, оказывающих влияние на качество переходных процессов.

Результаты расчетов переходных процессов приведены на рис. 2–5.

Анализ результатов моделирования переходных процессов силы тока и перемещения золотника показывает (рис. 2, 3), что на быстродействие электрогидравлической системы контура фиксации перфоратора существенно влияет значение $T_{\text{ПЭ}}$ (см. табл. 2).

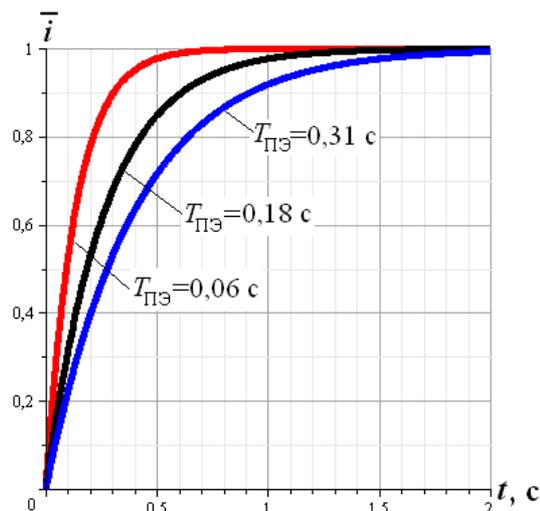


Рис. 2. Переходный процесс силы в тока электрической цепи

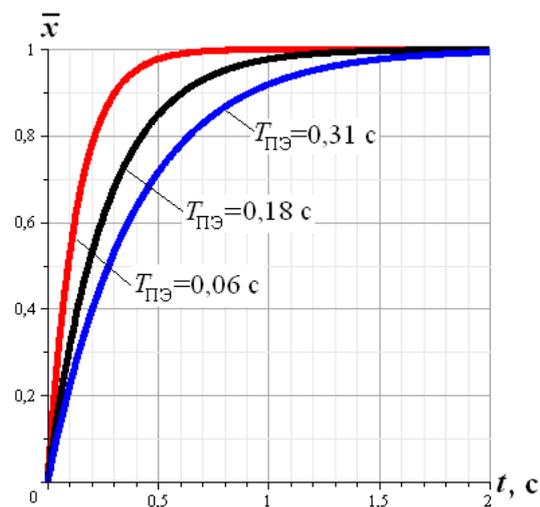


Рис. 3. Переходный процесс перемещения золотника распределителя управления гидроцилиндром фиксации

Таблица 2
Время выхода золотника на режим в зависимости от $T_{\text{ПЭ}}$

$T_{\text{ПЭ}}, \text{с}$	Время выхода на режим, с
0,06	0,8
0,18	1,5
0,31	2,0

При проектировании сверлящих перфораторов возможных типоразмеров на качество переходного процесса перемещения штока гидроцилиндра фиксации влияют такие параметры, как $A_{\text{П}_\phi}$, $A_{\text{ЭФ}_\phi}$, $W_{ГЦ_\phi}$, $y_{\Pi \max}$ которые, в свою очередь, определяются геометрическими параметрами и ходом поршня гидроцилиндра фиксации.

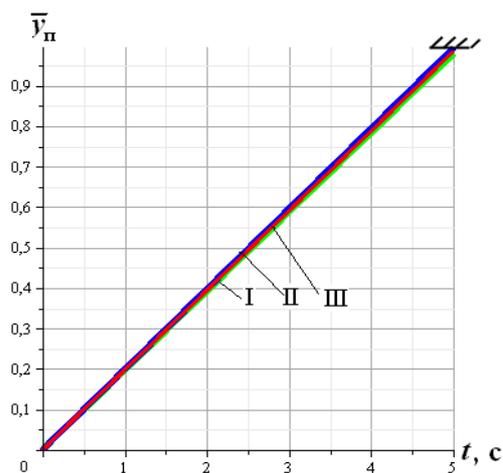


Рис. 4. Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра фиксации (I, II, III – первый, второй, третий типоразмеры перфоратора соответственно)

Переходный процесс перемещения поршня гидроцилиндра фиксации (рис. 4) при трех возможных типоразмерах идентичен и составляет 5 с, т. е. время фиксации сверлящего перфоратора в обсадной колонне удовлетворяет требованиям технического задания и регламентов для проведения работ по вторичному вскрытию пластов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная модель контура фиксации с использованием безразмерных переменных позволяет моделировать и осуществлять сравнение переходных процессов в гидросистемах сверлящих перфораторов различных типоразмеров, таким образом, обеспечивается идентичность параметров и характеристик проектируемых сверлящих перфораторов.

Предложенный подход по математическому моделированию гидросистемы сверлящего перфоратора позволяет обеспечить идентичность характеристик различных типоразмеров свер-

лящих перфораторов, что, в свою очередь, обуславливает более сжатые сроки проектирования новых технических средств при испытаниях и заканчивании скважинного фонда с различными диаметрами скважин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галлямов Ш. Р., Месропян А. В., Митягина М. О. Математическая модель привода перфорации сверлящего перфоратора с электрогидравлической системой управления // *Механика жидкости и газа*: Сб. тр. в 5 т. Т. 4. Уфа: УГАТУ, 2011. С. 47–51.
2. ГОСТ 632-80. Трубы обсадные и муфты к ним. Технические условия.
3. Митягина М. О. Сверлящие перфораторы с электрогидравлической системой и логическим управлением // *Технические науки: проблемы и перспективы*: матер. междунар. заочн. техн. конф., СПб., 2011. С. 110–114.

ОБ АВТОРАХ

Галлямов Шамиль Рашитович, ст. преп. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. магистр (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. пневмо-гидросистем, разработки перспективной малогабаритной техники.

Месропян Арсен Владимирович, проф. той же каф. Дипл. инженер-механик (УГАТУ, 1996). Д-р техн. наук по гидромашинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. гидроприводов систем управления летательн. аппаратов и гидрофицированных систем испытаний и вскрытия нефтеносных пластов.

Митягина Мария Олеговна, магистрант той же каф. Дипл. бакалавр (УГАТУ, 2010). Готовит магистерск. дисс. в обл. проектирования гидроперфораторов с электрогидравлической системой для вторичного вскрытия пластов.