



ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ШТАНГОВОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ СКВАЖИН С НАПРАВЛЕННЫМ ПРОФИЛЕМ СТВОЛА

Р.Н.Бахтизин¹, К.Р.Уразаков¹, С.Ф.Исмагилов¹,
А.С.Топольников², Ф.Ф.Давлетшин^{*3}

¹Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия;

²Институт механики им. Р.Р.Мавлютова УНЦ РАН, Уфа, Россия;

³Башкирский государственный университет, Уфа, Россия

Dynamic Model of a Rod Pump Installation for Inclined Wells

R.N.Bakhtizin¹, K.R.Urazakov¹, S.F.Ismagilov¹, A.S.Topolnikov², F.F.Davletshin³

¹Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia;

²R.R. Maulyutov Institute of Mechanics, Ufa Branch of RAS, Ufa, Russia;

³Bashkir State University, Ufa, Russia

Abstract

The paper presents a mathematical model for calculation of dynamic loads, which force a rod column and plunger of sucker rod pump in inclined well during pumping the multiphase fluid consisting of water, oil and gas. The mathematical model accounts for forces of boundary friction of rods and tube surface and viscous friction of rods and moving gas-liquid flow in the tubes, parameters of multiphase flow inside the tubes and annulus and also a variable type of pressure under the plunger space, phase transition and hydraulic losses. Results of simulation are compared with field measurements.

Keywords:

Sucker rod pump;
Dynamogram;
Inclined well;
Boundary friction;
Dynamic load.

© 2016 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

На сегодняшний день одной из характерных особенностей разработки нефтяных месторождений является массовое разбуривание скважин с направленным профилем ствола. Условия работы насосного оборудования в наклонно-направленных скважинах и условно-вертикальных существенно различаются. Опыт эксплуатации таких скважин показывает, что в большинстве случаев кривизна ствола в сочетании с другими осложняющими факторами (высокая вязкость и обводненность откачиваемой продукции, высокий газовый фактор пластовой нефти и др.) оказывает отрицательное влияние на технико-экономические показатели работы добывающего фонда скважин, оснащенных скважинными штанговыми насосами.

Для снижения степени отрицательного влияния пространственных параметров ствола скважины при выборе оборудования и расчете оптимального технологического режима работы сква-

жины необходимо производить моделирование работы скважинной установки. Для достижения высокой точности моделирования необходимо использование динамической модели, учитывающей все многообразие сил, действующих на насосные штанги и плунжер насоса, а также движение газожидкостного потока в полости под плунжером и в колонне насосно-компрессорных труб (НКТ), сопровождающееся процессами вязкого трения и фазовыми переходами.

Известны динамические модели штанговой колонны [1-7]. Модели [1,2] обладают серьезным недостатком – для описания колебаний штанговой колонны в них по принципу подобия используется телеграфное уравнение, которое лишь приблизительно описывает упругую волну. Модели [3,4] не предназначены для наклонно – направленных скважин, так как лишь приближенно учитывают силу трения штанг о стенки НКТ. Недостатки данных моделей обусловлены применением упрощающих допущений для получения аналитического решения. Модель [5] не учитывает силу граничного трения штанг о

*E-mail: felix8047@mail.ru

<http://dx.doi.org/10.5510/OGP20170400333>

стенки НКТ и также лишь приближенно учитывает вязкое трение. Модель [6] не учитывает движения жидкости в трубах и динамические процессы в полости под плунжером. В модели [7] сила трения штанг об НКТ определяется лишь приближенно на основании среднего угла наклона скважины к вертикали. Кроме того, не учитывается составляющая нагрузки на плунжер штангового насоса, обусловленная потерями давления на гидравлическое сопротивление.

Разработанный метод моделирования динамических нагрузок, действующих на штанговую колонну и плунжер насоса, основывается на уравнении продольной упругой волны с учетом нагрузок, обусловленных граничным трением колонны штанг о стенки НКТ, вязким трением о жидкость, переменным давлением в полости под плунжером и разгазированием нефти по стволу скважины.

Возвратно-поступательное движение штанговой колонны описывается волновым уравнением продольных упругих колебаний стержня:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + F \quad (1)$$

где $u(x,t)$ – перемещение фиксированной точки колонны штанг, м;

t – время, с;

$c = \sqrt{\frac{E}{\rho_s}}$ – скорость распространения упругих деформаций, м/с;

E – модуль Юнга материала штанг, Па;

ρ_s – плотность материала штанг, кг/м³;

x – Лагранжева координата по длине колонны штанг, м;

$F(x,t)$ – удельная внешняя сила, Н/кг.

Удельная внешняя сила складывается из силы тяжести НКТ в жидкости, силы вязкого трения штанг о жидкость и силы граничного трения штанг о стенки НКТ и определяется по формуле:

$$F = \frac{\rho_s - \rho_t}{\rho_s} g \cos \alpha - \frac{P \mu_{fg} \rho_t}{2 \rho_s S_r} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + w_t \right) \left| \frac{\partial u}{\partial t} + w_t \right| - \frac{fN}{\rho_s S_r} \text{sign}(v) \quad (2)$$

где ρ_t – плотность смеси в данной точке НКТ, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

α – угол наклона скважины к вертикали в данной точке НКТ, рад;

$P = \pi d_r$ – периметр штанги, м;

$S_r = \frac{\pi d_r^2}{4}$ – площадь поперечного сечения

штанг, м²;

d_r – диаметр штанг, м;

μ_{fg} – переменный коэффициент сопротивления жидкости движению штанг, который определяется из решения уравнений Навье-Стокса, описывающих движение жидкости в кольцевом пространстве между штангами и насосными трубами [8];

$w_t(x,t)$ – скорость движения газожидкостной смеси в НКТ, м/с;

f – коэффициент трения штанг о НКТ;

N – удельная прижимающая сила, Н/м;

$$\text{sign}(v) = \begin{cases} 1, v > 0 \\ 0, v = 0 \\ -1, v < 0 \end{cases} \quad (3)$$

– функция, определяющая направление силы граничного трения;

$v = \frac{\partial u}{\partial t}$ – скорость поперечного сечения штанг

данной точке штанговой колонны, м/с.

Прижимающая сила складывается (геометрически) из эйлеровой силы прижатия штанги к искривленной поверхности НКТ и нормальной составляющей веса штанг с учетом архимедовой силы [9]:

$$N = \sqrt{\left(T \frac{d\alpha}{dx} - \lambda q \sin \alpha \right)^2 + \left(T \sin \alpha \frac{d\varphi}{dx} \right)^2} \quad (4)$$

где $T = ES_r \frac{\partial u}{\partial x}$ – продольная растягивающая сила, Н;

φ – азимутальный угол оси скважины, рад;

$$\lambda = \frac{\rho_s - \rho_t}{\rho_s};$$

$q = \rho_s S_r g$ – вес единицы длины штанговой колонны в воздухе, Н/м.

Вследствие того, что коэффициенты граничного трения для муфт и тела штанг различаются, коэффициент граничного трения определяется длиной провисающей части штанги (мы полагаем, что нормальная нагрузка распределена пропорционально протяженности зон касания) и вычисляется по формуле:

$$\begin{cases} f = f_m, \beta \geq 1 \\ f = f_m \beta + f_w (1 - \beta), \beta < 1 \end{cases} \quad (5)$$

где f_m, f_w – коэффициенты граничного трения для муфт и тела штанг соответственно;

$\beta = \frac{2}{l_r} \sqrt{\frac{T}{N}} (d_m - d_r)$ – коэффициент, определя-

ющий долю провисающей части штанги;

l_r – длина штанги, м;

d_m – диаметр муфты штанги, м.

В случае сжатия ($T < 0$) гибкая штанга вся прилегает к НКТ. Примем $\beta = 0$.

Коэффициенты граничного трения для муфт и штанг представляются в виде функции обобщенного числа Зоммерфельда:

$$f_{m/w} = a \sqrt{So} + b + \frac{c}{1 + d \sqrt{So}} \quad (6)$$

где $So = \frac{\mu |v|}{N}$ – число Зоммерфельда;

μ – вязкость газожидкостной смеси, Па·с.

Значения коэффициентов a, b, c, d представле-

ны в [9].

Будем считать, что верхний конец колонны штанг движется по гармоническому закону:

$$u(0,t) = A \cos(2\pi\omega t) \quad (7)$$

где A – амплитуда колебаний, равная половине длины хода полированного штока, м;
 ω – частота колебаний, c^{-1} .

К нижнему концу колонны приложена переменная сила $G(t)$, которая действует на плунжер штангового насоса, поэтому граничное условие для нижнего конца:

$$ES_r \frac{\partial u}{\partial x}(L,t) = G \quad (8)$$

где L – длина штанговой колонны, м.

Сила, которая действует на плунжер насоса, складывается из силы от действия давления жидкости на плунжер (над и под плунжером) с учетом гидравлических потерь и силы трения плунжера о цилиндр насоса. В свою очередь, нагрузка от давления жидкости над плунжером определяется гравитационной и инерционной составляющими веса газожидкостной смеси в НКТ. Поскольку газожидкостная смесь в НКТ является сжимаемой, возмущения давления в жидкости, связанные с движением плунжера в цилиндре, распространяются не мгновенно, а со скоростью звука в жидкости, равной приблизительно 1500 м/с для чистой негазированной воды и уменьшающейся с увеличением содержания газа в продукции скважины. Вследствие этих упругих процессов действие сил инерции запаздывает: в процессе от качки ускорения разных точек жидкости в НКТ направлены в разные стороны и в интегральной сумме дают малую величину по сравнению с максимальным ускорением, соответствующим ускорению жидкости в нижней части НКТ:

$$a_{\max} = \frac{S_p - S_r}{S_i - S_r} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(L,t) \quad (9)$$

где S_p – площадь поперечного сечения плунжера, m^2 ;

$$S_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad \text{– площадь внутреннего поперечного}$$

сечения НКТ, m^2 ;

$$d_i \quad \text{– внутренний диаметр НКТ, м.}$$

Учитывая вышесказанное и принимая во внимание, что на практике в большинстве случаев рассчитанное по формуле (9) значение

$$|a_{\max}| < 0.2 \text{ м/с}^2 \text{ и поэтому } \frac{|a_{\max}|}{g} \ll 1, \text{ инерционной}$$

составляющей веса столба газожидкостной смеси в НКТ можно пренебречь. При этом выражение для расчета сосредоточенной силы, действующей на плунжер насоса, примет вид:

$$G = p_{out} S_p - \mu_p \left(1.65 \frac{d_p}{\delta} - 127 \right) \frac{\partial u}{\partial t}(L,t) - p_p S_p \quad (10)$$

где p_{out} – давление на выкиде насоса, определяемое гравитационной составляющей градиента давления, создаваемого газожидкостным потоком в НКТ, а также гидравлическими потерями, атм.;

$$d_p \quad \text{– диаметр плунжера, м;}$$

$$\mu_p = \frac{1}{4A\omega} \quad \text{– коэффициент трения в плунжерной}$$

паре [10];

$$\delta \quad \text{– зазор в плунжерной паре, м;}$$

$$p_p \quad \text{– давление в подплунжерном пространстве, Па.}$$

Давление в подплунжерном пространстве определяется из закона сохранения массы газожидкостной смеси:

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{1}{V(t)} \left(\begin{aligned} & \left(\sqrt{2\rho_p(p_{in})} \lambda_{in} \frac{p_{in} - p_p}{\sqrt{|p_{in} - p_p|}} k_{in} S_{in} + \right. \\ & \left. + \sqrt{2\rho_p(p_{out})} \lambda_{out} \frac{p_{out} - p_p}{\sqrt{|p_{out} - p_p|}} k_{out} S_{out} \right) \left(\frac{d\rho_p}{dp_p} \right)^{-1} \\ & \left. + \rho_p(p_p) S_p \frac{\partial u}{\partial t}(L,t) \right) \quad (11) \end{aligned} \right)$$

где $V(t)$ – объем подплунжерной полости, m^3 ;

ρ_p – плотность газожидкостной смеси в подплунжерном пространстве, $кг/м^3$;

$\lambda_{in}, \lambda_{out}$ – коэффициенты расхода для всасывающего и нагнетательного клапана соответственно;

S_{in}, S_{out} – площади седел всасывающего и нагнетательного клапанов соответственно, m^2 ;

$$p_{in} \quad \text{– давление на приеме насоса, Па;}$$

k_{in}, k_{out} – коэффициенты, отражающие степень открытия/закрытия клапанов.

Открытие и закрытие клапанов происходит в зависимости от разности давлений в подплунжерном пространстве, на приеме и выкиде насоса. Если выполняется условие $p_{in} \leq p_p \leq p_{out}$, то оба клапана, всасывающий и нагнетательный, закрыты, при этом $k_{in} = k_{out} = 0$. При выполнении условия $p_p < p_{in}$ открыт всасывающий клапан ($k_{in} = 1, k_{out} = 0$) и жидкость из скважины поступает внутрь насоса, при выполнении условия $p_p > p_{out}$ работает нагнетательный клапан ($k_{in} = 0, k_{out} = 1$), через который жидкость перетекает в колонну НКТ.

Для определения динамической нагрузки на полированный шток необходимо определить распределение давления, плотности и скорости газожидкостного потока в НКТ, а также давление на приеме и на выкиде насоса. Расчет давления на приеме и на выкиде насоса будем проводить по методу Беггса и Брилла.

Эмпирическая корреляция Беггса-Брилла является универсальным (пригодным для любых углов наклона трубы) алгоритмом расчета потерь давления на участке трубопровода при установившемся течении, широко используемым в инженерных расчетах. В общем случае она аппроксимирует потери давления из-за инерции жидкости, трения и гравитации. Распределение

давления при стационарном режиме течения рассчитывается согласно формуле [11]:

$$\frac{\partial p_i}{\partial x} = \frac{f_n \rho_i w_i^2 + \rho_s g \cos \alpha}{1 - E_k} \quad (12)$$

где p_i – давление, Па;
 ρ_i – плотность смеси, кг/м³;
 w_i – удельный расход газожидкостной смеси, м/с;
 d_{eff_i} – эффективный гидравлический диаметр, м;
 f_n – коэффициент трения;
 ρ_s – плотность смеси с учетом проскальзывания фаз, кг/м³;
 E_k – безразмерная кинетическая энергия потока; значение индекса $i = t$ – для НКТ, $i = z$ – для затрубного пространства.

Скорость движения газожидкостного потока в НКТ рассчитывается по формуле:

$$w_t = \frac{Q_l + Q_g}{S_t - S_r} \quad (13)$$

где

$$Q_l = Q_{osc} B_o + Q_w \quad (14)$$

– расход жидкости в НКТ, м³/с;
 Q_{osc} – объемный расход нефти в поверхностных условиях, м³/с;
 Q_w – объемный расход воды, м³/с;
 $B_o(p, T)$ – объемный коэффициент нефти [11];
 p – давление, Па;
 T – температура, К;

$$Q_g = Q_{osc} (R_{sb} - R_s) B_g (1 - E_s) \quad (15)$$

– расход газа в НКТ, м³/с;
 $B_g(p, T)$ – объемный коэффициент расширения газа;
 R_{sb} – газовый фактор, м³/м³;
 $R_s(p, T)$ – функция растворимости газа в нефти [11], м³/м³;
 E_s – коэффициент сепарации газа на приеме насоса.

Плотность смеси определяется согласно формуле:

$$\rho_i = \alpha_g \rho_g + (1 - \alpha_g)(\beta \rho_w + (1 - \beta) \rho_o) \quad (16)$$

где $\rho_g(p, T)$, $\rho_o(p, T)$ – плотности газа и нефти соответственно [12], кг/м³;

ρ_w – плотность воды, кг/м³;
 α_g – объемное содержание газа;
 ρ_{go}, ρ_{oo} – плотности газа и нефти в нормальных условиях, кг/м³;
 β – обводненность продукции.

Расход смеси в затрубном пространстве определяется количеством газа, сепарируемого на приеме насоса, с учетом его расширения:

$$w_z = \frac{Q_{gin} B_g}{S_o - S_t B_{gin}} \quad (17)$$

где w_z – скорость всплытия пузырьков газа в затрубном пространстве, м/с;

$$S_o = \frac{\pi d_o^2}{4} \text{ – площадь внутреннего поперечного}$$

сечения обсадной колонны, м²;

d_o – внутренний диаметр обсадной колонны, м;

B_{gin} – объемный коэффициент расширения газа в условиях приема насоса;

$$Q_{gin} = Q_{osc} (R_{sb} - R_{sin}) B_{gin} E_s \quad (18)$$

– расход газа в затрубном пространстве в условиях приема насоса, м³/с;

R_{sin} – растворимость газа в нефти в условиях приема насоса, м³/м³.

Расчет давления на приеме производится на основании данных динамического уровня H_d (м).

Затрубное давление газа $P_z|_{x=H_d}$ принимается равным устьевому давлению, давление на приеме насоса определяется согласно формуле:

$$p_{in} = p_{wh} + \int_{H_d}^L \frac{\partial p_z}{\partial x} dx \quad (19)$$

Давление на выкиде насоса рассчитывается аналогичным образом:

$$p_{out} = p_{wh} + \int_0^L \frac{\partial p_l}{\partial x} dx \quad (20)$$

Полученная система уравнений (1-8) и (10-20) решается при помощи комбинированной численной схемы, основанной на использовании метода итераций для расчета давления на приеме и на выкиде насоса, и метода Дормана-Принса 8-го порядка точности для определения динамических нагрузок, действующих на насосные штанги [13].

С помощью построенной математической модели решается задача об определении динамической нагрузки на полированный шток станка-качалки в реальной наклонно-направленной скважине. Рассмотрим скважину со следующими параметрами: длина штанговой колонны $L=1560$ м, средний диаметр штанг $d_s=20.5$ мм, внутренний диаметр НКТ $d_i=62$ мм, внутренний диаметр обсадной колонны $d_o=138$ мм, диаметр плунжера $d_p=38$ мм, давление на устье скважины $p_{wh}=5$ атм., динамический уровень $H_d=855$ м, температура на приеме насоса $T_{in}=48$ °С, плотность $\rho_s=7800$ кг/м³ и модуль Юнга $E=2.2 \cdot 10^{11}$ Па для стали, плотность воды $\rho_w=1169$ кг/м³, плотность нефти в нормальных условиях $\rho_{oo}=869$ кг/м³, обводненность продукции $\beta=20\%$, газовый фактор $R_{sb}=44$ м³/м³, вязкость жидкости $\mu=10^{-2}$ Па·с, $A=1.6$ м, $\omega=5$ мин⁻¹. На рисунке 1 представлен профиль ствола скважины.

Как видно из рисунка, ствол скважины характеризуется участком интенсивного набора зенитного угла, приходящимся на интервал 400-500 м, максимальная кривизна оси скважины на этом участке составляет величину 0.003 м⁻¹. Максимальный зенитный угол оси скважины равен 22.

На рисунке 2 представлены расчетная динамограмма и фактическая динамограмма работы насоса, а также расчетная динамограмма без

учета сил граничного трения

Из рисунка 2 видно, что расчетная и фактическая динамограммы хорошо согласуются между собой. Кроме того, можно увидеть, что расчет динамической динамограммы без учета сил граничного трения приводит к существенным погрешностям при определении динамических нагрузок. В данном случае, нагрузки от сил граничного трения составили порядка 6000 Н (12% от величины максимальной динамической нагрузки) при ходе вверх и порядка 4500 Н при ходе вниз. Разница в величине сил граничного трения при ходе вверх и вниз обусловлена тем, что при ходе вверх в штангах, нагруженных жидкостью, возникают большие продольные усилия, что ведет к увеличению эйлеровой составляющей прижимающей силы и соответственно увеличению величины силы трения [14]. На рисунке 3 представлены результаты поинтервального расчета силы граничного трения в скважине при ходе плунжера вверх и вниз и

приведены соответствующие кривые величины интегральной силы граничного трения, рассчитанные в моменты времени, когда полированный шток располагается вблизи среднего положения.

Как видно из рисунка, участок интенсивного искривления ствола скважины, приходящийся на интервал 400 – 500 м, несмотря на малую протяженность, вносит значительный вклад в суммарную силу трения (порядка 50% при ходе вверх и 45% при ходе вниз). При этом сила граничного трения на этом участке при ходе вверх (порядка 3000 Н) и вниз (порядка 2000 Н) существенно различается, что обусловлено значительным влиянием эйлеровой составляющей прижимающей силы в данном интервале.

При наличии газа в продукции скважины становится возможным оценка величины силы граничного трения при ходе штанг вверх по динамограмме по так называемому «хвосту незаполнения». При перемене направле-

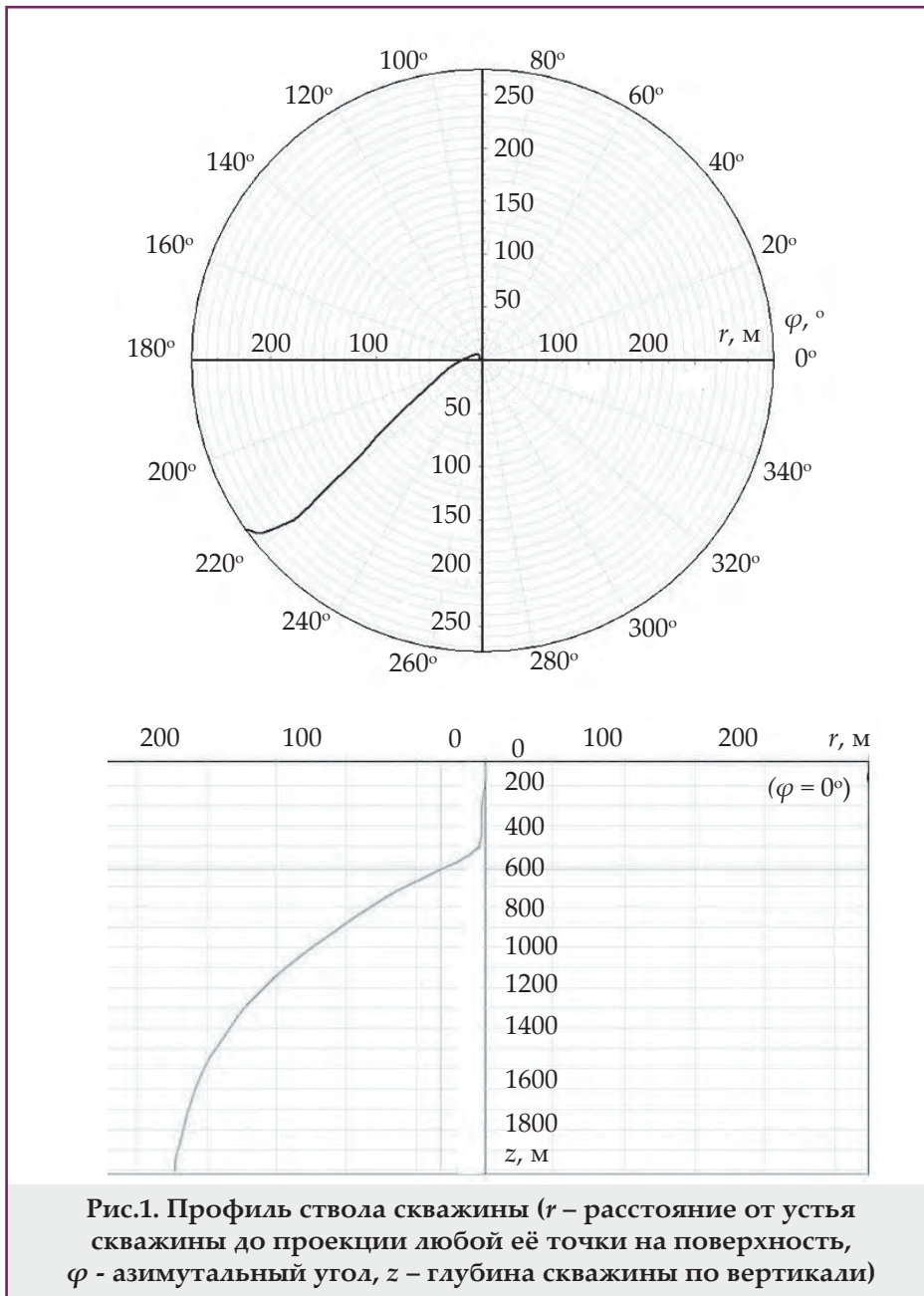
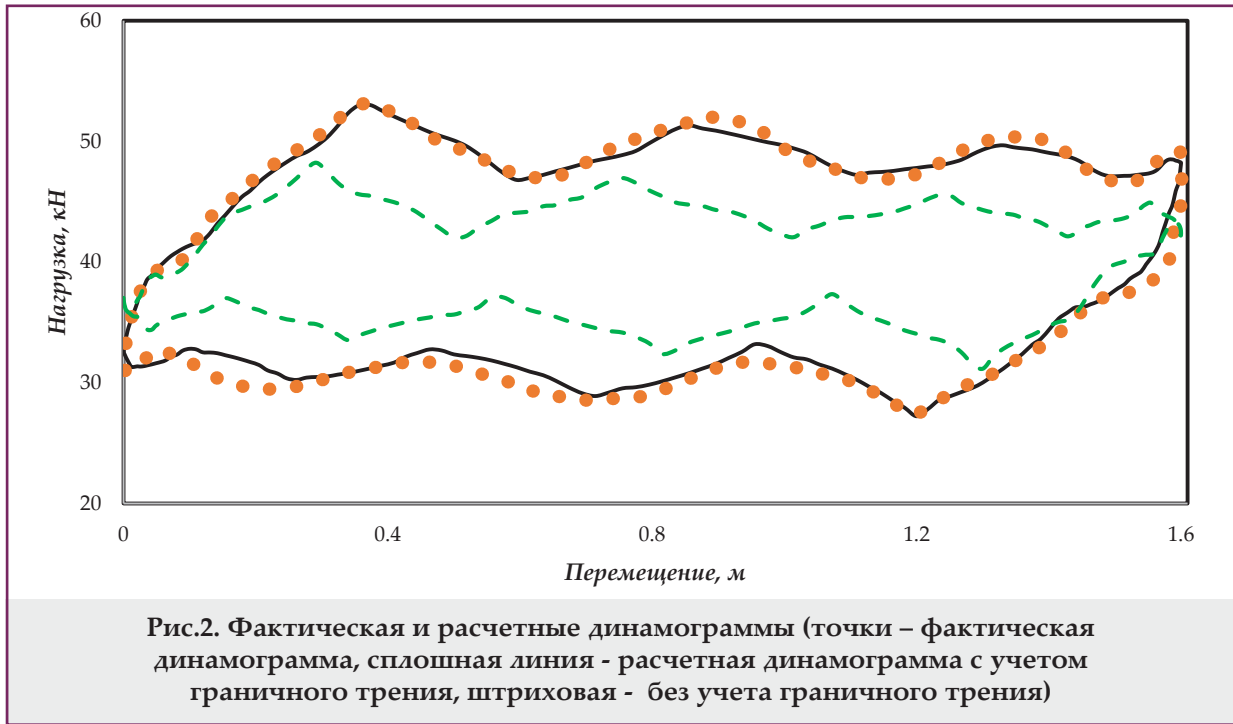


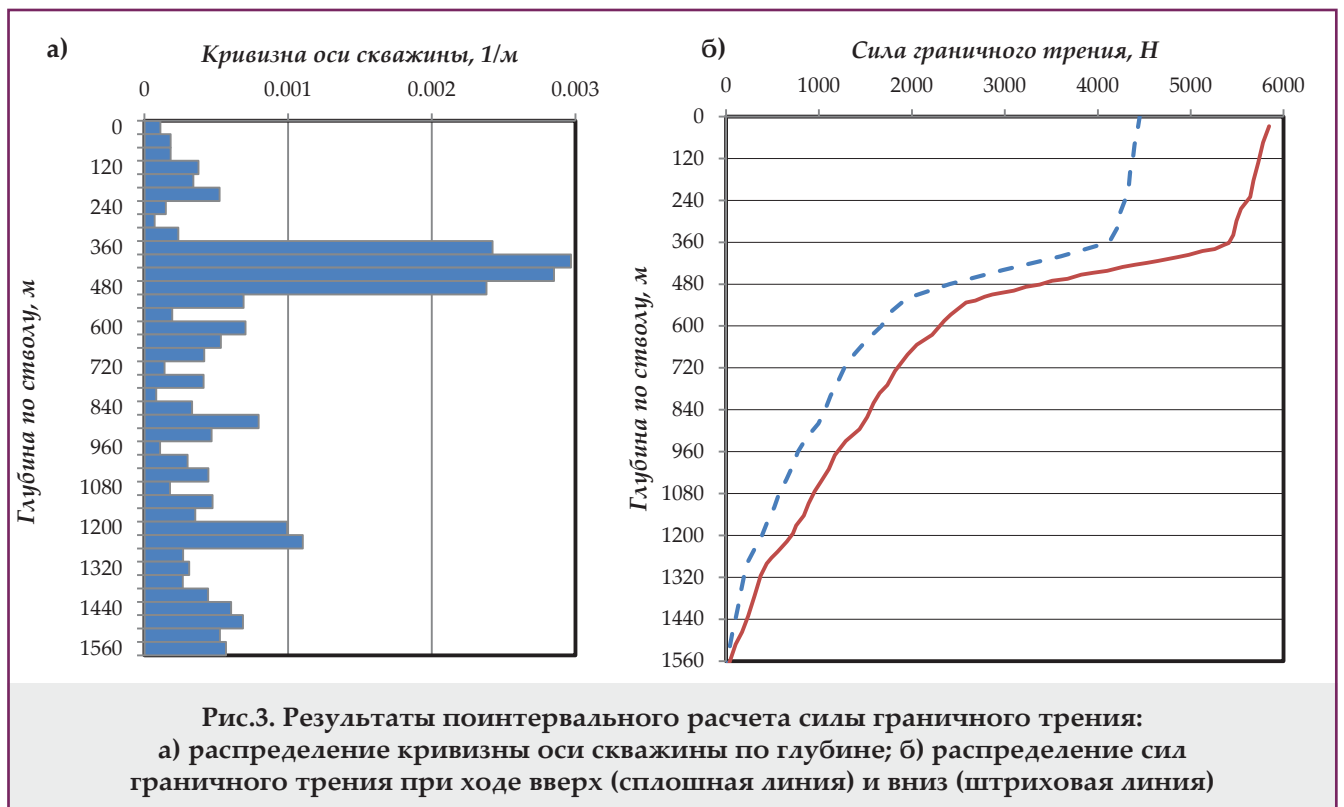
Рис.1. Профиль ствола скважины (r – расстояние от устья скважины до проекции любой её точки на поверхность, φ – азимутальный угол, z – глубина скважины по вертикали)

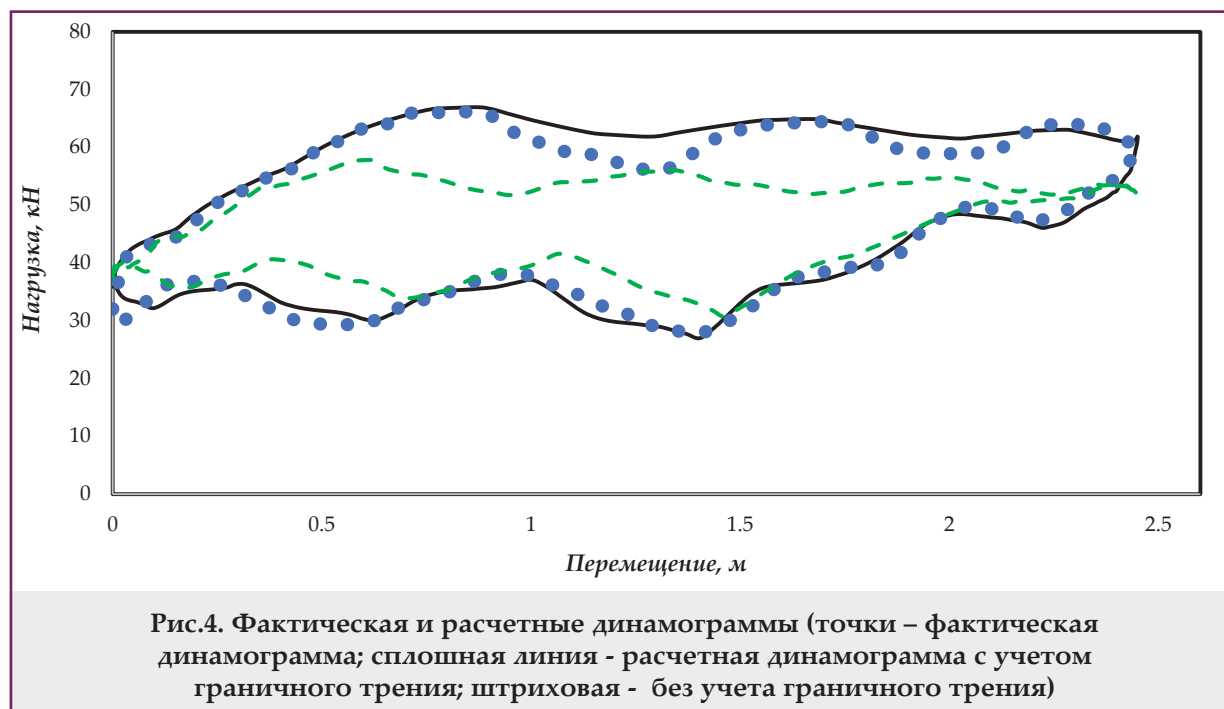


ния движения колонны штанг и полированного штока в начале хода вниз нагнетательный клапан вследствие наличия газа в подплунжерном пространстве открывается не сразу, штанги продолжают находиться под нагрузкой веса столба жидкости, а изменение нагрузки связано исключительно с переменной направления сил граничного трения. На рисунке 4 представлены расчетные и промысловые динамограммы наклонно направленной скважины, осложненной влиянием газа. Основные параметры: длина штанговой колонны $L=1700$ м, средний диаметр штанг $d_s=20.5$ мм, внутренний диаметр НКТ

$d_i=62$ мм, внутренний диаметр обсадной колонны $d_o=138$ мм, диаметр плунжера $d_p=38$ мм, давление на устье скважины $p_{wh}=21$ атм., динамический уровень $H_d=1530$ м, температура на приеме насоса $T_{in}=47$ °С, плотность $\rho_s=7800$ кг/м³ и модуль Юнга $E=2.2 \cdot 10^{11}$ Па для стали, плотность воды $\rho_w=1185$ кг/м³, плотность нефти в нормальных условиях $\rho_{ob}=867$ кг/м³, обводненность продукции $\beta=38\%$, газовый фактор $R_{gb}=56$ м³/м³, вязкость жидкости $\mu=10^{-2}$ Па·с, $A=2.5$ м, $\omega=4.8$ мин⁻¹.

Расчетная величина давления на приеме насоса для данной скважины составляет величину $P_{in}=33.1$ атм. Давление насыщения пластовой





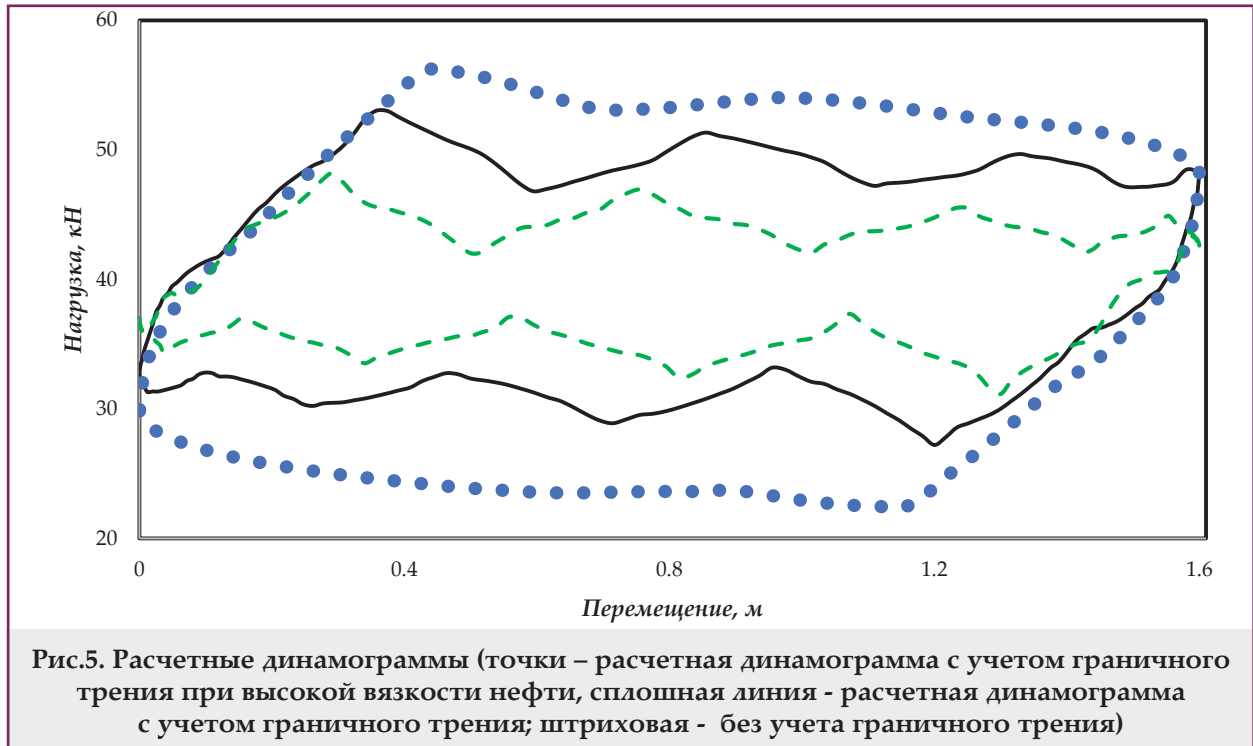
нефти $P_{нас} = 55$ атм. Таким образом, значение давления на приеме насоса меньше, чем давление насыщения, что приводит к выделению растворенного газа на приеме насоса. Попадание в цилиндр насоса свободного газа, а также выделение растворенного газа в полости под плунжером приводит к уменьшению эффективной длины хода плунжера, а на динамограмме проявляется в увеличении наклона кривой при ходе плунжера вверх и вниз вследствие сжатия газа. Расчетная динамическая динамограмма позволяет моделировать характерные особенности формы динамограмм наклонно направленных скважин, осложненных влиянием газа: появление «хвоста незаполнения» и увеличение наклона кривой в процессе снятия и восприятия штангами нагрузки от веса жидкости (рис.4). Расчетная динамограмма хорошо согласуется с промысловой динамограммой, как по форме, так и по значениям нагрузок, наблюдаются лишь незначительные отличия в величине амплитуды колебаний штанговой колонны при ходе вверх. Расчетная величина силы граничного трения при ходе штанг вверх составила величину порядка 8000 Н, что также согласуется с нагрузкой граничного трения, определенной по динамограмме.

В рассмотренных выше примерах вязкость откачиваемой продукции была невысока, составляя величину порядка 10^{-2} Па·с, и влияние вязких сил было незначительным. При откачке вязкой и высоковязкой нефти силы вязкого трения могут уже составлять существенную величину, значительно увеличивая нагрузку на штанговую колонну. На рисунке 5 представле-

ны расчетные динамограммы скважины, соответствующей рисункам 1 и 2, полученные при высокой вязкости смеси (0.2 Па·с). Как видно из рисунка, увеличение вязкости откачиваемой продукции приводит к росту переменных нагрузок на штанговую колонну, причем значение силы вязкого трения при ходе вниз больше, чем при ходе вверх, так как при ходе вниз происходит встречное движение штанг и жидкости.

Таким образом, предложена усовершенствованная математическая модель совместной работы скважинного штангового насоса и колонны штанг в наклонно-направленной скважине.

Модель основывается на уравнении продольных упругих колебаний штанговой колонны с учетом нагрузок, обусловленных граничным трением штанг о стенки НКТ и вязким трением штанг о жидкость, уравнении для определения переменного давления в полости под плунжером и уравнениях для определения параметров многофазного потока в насосных трубах и затрубном пространстве с учетом фазовых переходов и гидравлических потерь. Сравнение расчетных динамограмм с промысловыми показывает, что модель с достаточной степенью точности позволяет рассчитать динамические нагрузки, действующие на штанговую колонну в процессе её движения. Предложенная модель может быть использована как инструмент для решения задачи о диагностировании состояния насосной установки по фактической динамограмме, путем ее сопоставления с динамограммой, рассчитанной по предложенной модели.



Литература

1. В.М.Касьянов. Аналитический метод контроля работы глубинных штанговых насосов. М.: ВНИИОЭНГ, 1973.
2. И.А.Чарный, А.И. Фрейдэнзон, Ц.Т. Арустамова. Динамический расчет штанг глубоких нефтяных насосов с учетом сил трения о насосные трубы //Известия АН СССР. ОТН. – 1949. – Т.6. – С. 855-875.
3. М.М. Хасанов, М.Д.Валеев, К.Р.Уразаков. О характере колебаний давления жидкости в НКТ глубиннонасосных скважин //Известия ВУЗов. Серия «Нефть и Газ». –1991. –№ 11. –С.32-36.
4. А.Х.Мирзаджанзаде, М.М.Хасанов, Р.Н.Бахтизин. Этюды о моделировании сложных систем нефтедобычи. Нелинейность, неравновесность, неоднородность. Уфа: Гилем, 1999.
5. В.Д.Ковшов, С.В.Светлакова, М.Е.Сидоров. Моделирование динамограммы станка-качалки // Нефтяное хозяйство. –2005. –№ 11. –С.84-88
6. К.Р.Уразаков, В.В.Дмитриев, Г.Б.Агамалов. Модель штанговой колонны для наклонно направленной скважины //Труды 3-ей Международной практической конференции и выставки «Механизированная добыча - 2006». Москва: 2006.
7. К.Р.Уразаков, Р.Н.Бахтизин, С.Ф.Исмагилов, А.С.Топольников. Расчет теоретической динамограммы с учетом осложнений в работе скважинного штангового насоса //Нефтяное хозяйство. –2014. –№1. –С.90-93.
8. К.Р.Уразаков, В.А.Молчанова, А.С.Топольников. Математическая модель штанговой установки с эжектором для откачки газа из затрубного пространства //Интервал. –2007. –№6(101). –С.54-60.
9. К.Р.Уразаков. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. М.: Недра, 1993.
10. А.С.Топольников, К.Р.Уразаков, С.Ф.Исмагилов. Математическая модель штанговой установки, работающей в осложненных условиях //Ученые записки АГНИ. –2015. –Т.8. –№1. –С. 235-251.

References

1. V.M.Kasyanov. Analytical method for control of downhole sucker rod pumps. M.: VNIIOENG, 1973.
2. I.A.Charniy, A.I.Freydenzon, C.T.Arustamova. Dinamicheskiy raschet shtang glubokih neftyanyh nasosov s uchetom sil treniya o nasosnye truby //Izvestiya AN SSSR. OTN. –1949. –Т.6. –С.855-875.
3. M.M.Hasanov, M.D.Valeev, K.R.Urazakov. O haraktere kolebaniy davleniya zhidkosti v NKT glubinonanosnykh skvazhin //Izvestiya VUZov. Seriya «Neft i Gaz». –1991. –№11. –S.32-36.
4. A.Kh.Mirzadzhanzade, M.M.Khasanov, R.N.Bakhtizin. Studies on the modeling of complex systems of oil production. Nonlinearity, disequilibrium, heterogeneity. Ufa: Gilem, 1999.
5. V.D.Kovshov, S.V.Svetlakova, M.E.Sidorov. The dynamometer card of well pumping unit modeling //Oil Industry. –2005. –No.11. –P.84-88
6. K.R.Urazakov, V.V.Dmitriev, G.B.Agamalov. Model shtangovoy kolonny dlya naklonno napravlennoy skvazhiny //Trudy 3-ey Mezhdunarodnoy prakticheskoy konferencii i vystavki «Mehanizirovannaya dobycha - 2006». Moskva: 2006.
7. K.R.Urazakov, R.N.Bakhtizin, S.F.Ismagilov, A.S.Topolnikov. Theoretical dynamometer card calculation taking into account complications in the sucker rod pump operation //Oil Industry. –2014. –No. 1. –P. 90-93.
8. K.R.Urazakov, V.A.Molchanova, A.S.Topolnikov. Matematicheskaya model shtangovoy ustanovki s ezhektorom dlya otkachki gaza iz zatrubnogo prostranstva //Interval. –2007. –№6(101). –S.54-60.
9. K.R.Urazakov. Ekspluatatsiya naklonno napravlennykh nasosnykh skvazhin. M.: Nedra, 1993.
10. A.S.Topolnikov, K.R.Urazakov, S.F.Ismagilov. Matematicheskaya model shtangovoy ustanovki, rabotayushey v oslozhnennykh usloviyah //Ucheniye zapiski AGNI. –2015. –T.8. –№1. –S. 235-251.

11. J.P. Brill, H.K. Mukherjee. Multiphase flow in wells. Henry L. Doherty Memorial Fund of AIME, Society of Petroleum Engineers, 1999.
12. К.К.Аргунова, Э.А.Бондарев, И.И.Рожин. Аналитические уравнения состояния природных газов и их роль в математическом моделировании //SOCAR Proceedings. –2016. –№4. –С.41-47.
13. Э.Хайрер, С.Нерсетт, Г.Ваннер. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежесткие задачи. М.: Мир, 1990.
14. Р.Н.Бахтизин, К.Р.Уразаков, Р.Р.Ризванов, А.Г.Комков. Анализ методов расчета допустимого приведенного напряжения в насосных штангах //SOCAR Proceedings. –2015. –№4. –С.23-30.
11. J.P. Brill, H.K. Mukherjee. Multiphase flow in wells. Henry L. Doherty Memorial Fund of AIME, Society of Petroleum Engineers, 1999.
12. K.K.Argunova, E.A.Bondarev, I.I.Rozhin. Analytical equations of state of natural gas and their role in mathematical modeling //SOCAR Proceedings. –2016. No.4. –P.41-47.
13. E.Hairer, S.P.Nørsett, G.Wanner. Solving ordinary differential equations I. Nonstiff problems. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1987.
14. R.N.Bakhtizin, K.R.Urazakov, R.R.Rizvanov, A.G.Komkov. Analysis of calculation methods of allowable brought stress in the pump-rods //SOCAR Proceedings. –2015. –No. 4. – P. 23-30.

Динамическая модель штанговой насосной установки для скважин с направленным профилем ствола

Р.Н.Бахтизин¹, К.Р.Уразаков¹, С.Ф.Исмаилов¹,
А.С.Топольников², Ф.Ф.Давлетшин³

¹Уфимский государственный технический университет, Уфа, Россия;

²Институт механики им. Р.Р.Мавлютова УНЦ РАН, Уфа, Россия;

³Башкирский государственный университет, Уфа, Россия

Реферат

В работе представлена математическая модель для расчета динамических нагрузок, действующих на штанговую колонну и плунжер скважинного штангового насоса в наклонно направленной скважине при откачке из нее многофазной смеси, состоящей из воды, нефти и газа. Математическая модель учитывает силы граничного трения штанг о стенки НКТ и вязкого трения штанг о движущуюся в НКТ газожидкостную смесь, параметры многофазного потока в НКТ и затрубном пространстве, а также переменный характер давления в полости под плунжером, фазовые переходы и гидравлические потери. Результаты расчетов сравниваются с промышленными измерениями.

Ключевые слова: штанговый насос; динамограмма; наклонно-направленная скважина; граничное трение; динамическая нагрузка.

Maili-istiqamətli quyular üçün ştanqlı nasos qurğusunun dinamik modeli

R.N.Baxtizin¹, K.R.Urazakov¹, S.F.İsmaqilov¹,
A.S.Topolnikov², F.F.Davletşin³

¹Ufa Dövlət Texniki Universiteti, Ufa, Rusiya; ²REA-nın Ufa Elmi Mərkəzinin R.R.Mavludov adına Mexanika İnstitutu, Ufa, Rusiya; ³Başqırdıstan Dövlət Universiteti, Ufa, Rusiya

Xülasə

Məqalədə maili-istiqaətli quyudan su, neft və qazdan ibarət çoxfazlı qarışıqın vurulub çıxarılması zamanı ştanq kəmərinə və ştanqlı quyuların nasosunun plunjerinə təsir edən dinamik yüklərin hesablanması üçün riyazi model təqdim edilmişdir. Riyazi model ştanqın NKB-nın divarları ilə sərhəd sürtünmə və ştanqın NKB-da hərəkət edən qaz maye qarışığı ilə özlü sürtünmə qüvvələrini, NKB-da və boruarxası fəzada çoxfazlı axının parametrlərini, həmçinin plunjer altındakı boşluqda təzyiğin dəyişən xarakterini, faza keçidlərini və hidravlik itkiləri hesablayır. Hesablamaların nəticələri mədən ölçüləri ilə müqayisə edilir.

Açar sözlər: ştanqlı nasos; dinamoqramma; maili-istiqaətli quyular; sərhəd sürtünməsi; dinamik yük.