

УДК 622.243.24

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ КОМПОНОВКИ ПЕРФОБУРА В КРИВОЛИНЕЙНОМ КАНАЛЕ МАЛОГО ДИАМЕТРА И РАДИУСА КРИВИЗНЫ

Матвеев Ю.Г., Лягова М.А.

ФГБОУ ВПО Уфимский государственный нефтяной технический университет,
г. Уфа
e-mail: mayg@yandex.ru

Васильев Н.И., Лягов И.А.

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург
e-mail: lyagov@mail.ru

Аннотация. В данной статье приведено решение задач, описывающих работу малогабаритных двигателей в составе перфобура, в сильно искривленном канале, с использованием методики проектирования КНБ. В результате аналитических исследований работы перфобура качественно и количественно доказана возможность бурения сверхдлинных перфорационных каналов малого диаметра и радиуса кривизны компоновками с серийными специальными винтовыми двигателями по прогнозируемой траектории.

Ключевые слова: перфобур, винтовой забойный двигатель, компоновка нижней части бурильной колонны, перфорационный канал, радиус кривизны, траектория.

Вторичное вскрытие продуктивных пластов щадящими технологиями обеспечивает гидравлическое совершенство связи пласт-скважина, сохранность цементного камня, закладывает высокий уровень нефтеотдачи и эксплуатационной надежности на весь период эксплуатации скважины[1]. Ранее авторами выполнены **исследования упруго-напряженного состояния компоновки нижней секции перфобура: долото – винтовой двигатель в наклонном перфорационном канале** [2]. Аналитические расчеты проводились по методике разработанной научной школой кафедры НГПО УГНТУ и апробированной в работах профессоров Б.З. Султанова, Е.И. Ишемгужина, А.В. Лягова и др. В основе методики использовалось дифференциальное уравнение изогнутой оси КНБК [3,4,5]:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -P \cdot y + Q \cdot x + \frac{q_1 x^2}{2}, \quad (1)$$

где P – максимально допустимая осевая нагрузка на долото, $P=6000\text{Н}$; Q – отклоняющая сила КНБК; $E \cdot I$ – изгибная жесткость винтового двигателя Д-43; q_1 – поперечная составляющая от собственного веса единицы длины винтового двигателя: $q_1 = q_B \cdot \cos\alpha$, где q_B – вес единицы длины винтового двигателя в промывочной жидкости; α – зенитный угол канала; граничные условия: при $x = 0, y = 0, \frac{dy}{dx} \neq 0, \frac{d^2y}{dx^2} = 0$; при $x = l_k, y = r, \frac{dy}{dx} = 0, \frac{d^2y}{dx^2} = 0$.

где l_k – расстояние от долота до точки касания винтового двигателя стенки скважины; r – «кажущийся радиус» скважины: $r = \frac{D_d - D_e}{2} = \frac{56 - 43}{2} = 6,5\text{мм}$, где

D_d – диаметр долота, $D_d = 56\text{мм}$; D_e – диаметр винтового двигателя, $D_e = 43\text{мм}$.

Система уравнений решена [2] в рамках пакета Mathcad, в результате расчетов получены зависимости изгибающих моментов, действующих на перфорационную компоновку, находящуюся в искривленном канале малого диаметра и радиуса кривизны (рисунок 1).

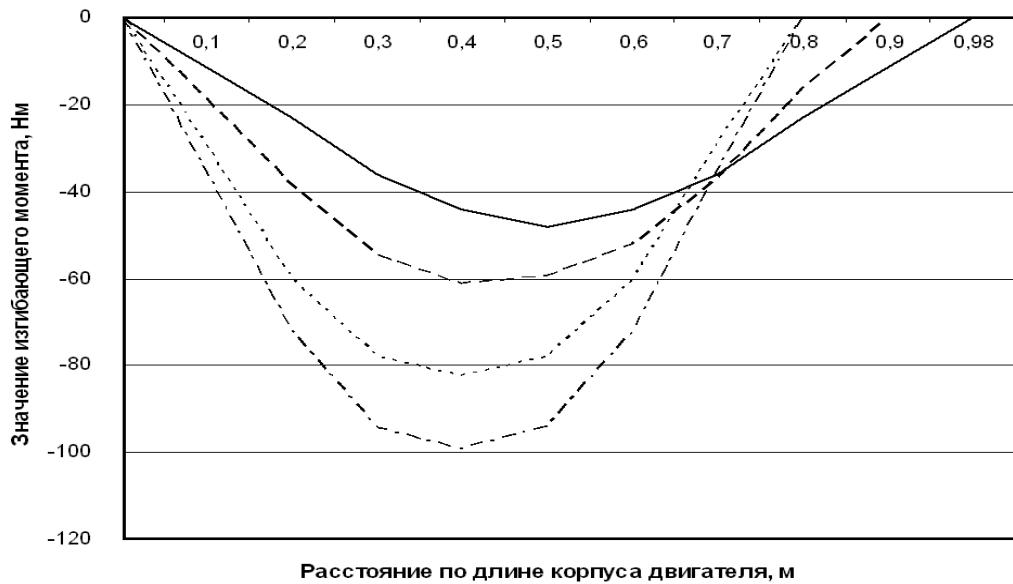


Рисунок 1. Значения изгибающих моментов, действующих на винтовой двигатель типа Д-43 в перфорационном канале при максимальной осевой нагрузке $P = 6\text{кН}$ при различных значениях

Далее в [2] нами был выполнен расчет потерь осевых нагрузок при бурении перфорационного канала малого диаметра на участках с различными радиусами кривизны протяженности по известным методикам ВНИИБТ, БашНИПИнефть и ТатНИПИнефть [6].

Результаты расчета потерь осевой нагрузки на наклонных слабоискривленных участках в зависимости от зенитного угла канала и его длины представлены в таблице 1.

Таблица 1 Потери осевой нагрузки в наклонных участках канала

Зенитный угол канала, град	Длина наклонного слабоискривленного участка перфорационного канала, м							
	Потери осевой нагрузки, Н							
	10	12	14	15	20	30	40	50
30	28	31	36	45	74	103	132	160
60	50	65	71	86	101	151	201	251
90	66	74	82	100	147	165	263	321

В таблице 2 представлены результаты расчета потерь осевой нагрузки на трение на участке набора кривизны при различных его радиусах и при длине наклонного слабоискривленного участка 14 метров.

Таблица 2. Потери осевой нагрузки на участках набора кривизны

Зенитный угол перфорационного канала в конце интервала набора кривизны	Радиус набора кривизны, м							
	Потери осевой нагрузки, Н							
	3	4	5	6	7	8	9	10
30	392	391	390	389	388	387	386	385
60	1267	1265	1262	1259	1256	1254	1251	1248
90	2267	2263	2259	2255	2251	2247	2243	2239

Для обеспечения эффективного забуривания перфорационного канала, когда перфобур находится в корпусе клина отклонителя, рассмотрена задача в эйлеровой постановке, о минимизации отклоняющей Q и осевой P_{pp} сил на долоте, путем подбора места установки гидронагружателя, выполненного с упругим поршнем.

Выбор места установки гидронагружателя в составе КНБК

Рассмотрим процесс начала работы КНБК перфобура, размещенного на клине отклонителя (рисунок2).

В процессе забуривания канала компоновкой перфобура в вырезанной части обсадной колонны (ОК), в результате продольного изгиба гибкой трубы диаметром $D= 25\dots 27$ мм, при создании осевой нагрузки $P_{pp} > P_{kp}$ без установки в КНБК гидронагружателя на долоте может возникнуть неконтролируемая

отклоняющая сила Q , вызывающая критическое прижатие долота как к породе, так и к клину отклонителю R , что может привести к заклиниванию компоновки.

Рассмотрим нижнюю секцию КНБК перфобура, размещенную в скважине в интервале вырезанной части ОК, нагруженную продольной силой $P_{\text{пр}}$. Дифференциальное уравнение упругой линии полуволны КНБК без учета укорочения гибкой трубы от сжатия примет вид:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = Q \cdot x - P_{\text{пр}} \cdot y + \frac{q_1 x^2}{2} - R \cdot (x - l_1), \quad (2)$$

$$\text{или } y'' + k^2 \cdot y = \frac{Qx - R(x - l_1)}{EI}, \quad (3)$$

$$\text{где } k = \sqrt{\frac{P_{\text{пр}}}{EI}}.$$

На участке I : $0 \leq x < l_1$ (до касания КНБК перфобура клина отклонителя) $R=0$ и уравнение (3) примет вид:

$$y'' + k^2 y = \frac{Qx}{EI}.$$

Решение этого уравнения [5,4]:

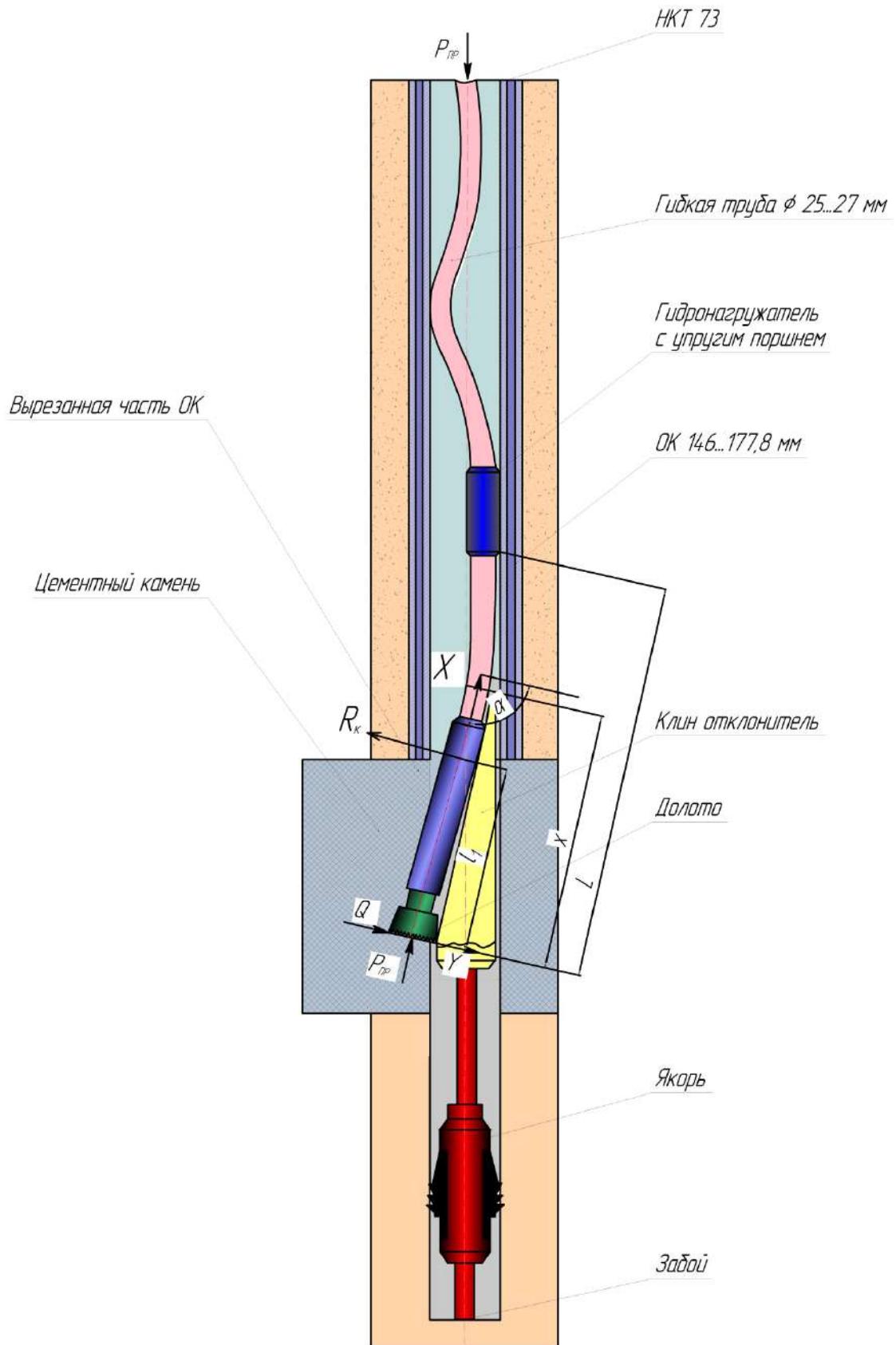


Рисунок 2. Схема начала работы КНБК перфобура

$$y = A_1 \sin kx + A_2 \cos kx + \frac{Qx}{P_{np}},$$

где A_1 и A_2 – постоянные интегрирования

Граничные параметры:

$$\begin{cases} x=0, y^I=0; \\ x=0, y^I=r, \frac{dy}{dx}=0; \\ A_1 = \frac{r}{\sin kl_1 - l_1 k \cos kl_1}; \quad A_2=0 \end{cases}$$

Отклоняющая сила на долоте:

$$Q = \frac{P_{np} r k \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1}, \quad (4)$$

где $r = \frac{D_d - d_{dv}}{2}$, D_d – диаметр долота, d_{dv} – диаметр двигателя.

На участке II: $0 \leq x \leq l$, $R \neq 0$.

Уравнение (3) примет вид:

$$y'' + k^2 y = \frac{Qx - R(x - l_1)}{EI}.$$

Опуская промежуточные решения, в которых постоянные интегрирования находились из условия непрерывности y и y' в местах сопряжений участков интегрирования:

$$\begin{cases} Y_{x=l_1}^I = Y_{x=l_1}^{II} \\ Y_{x=l_1}^{'I} = Y_{x=l_1}^{'II} \end{cases}$$

Принимаем $2l_1 = 1$, т.е. рассматриваем первую полуволну, тогда

$$R = P_{np} kr \frac{2 \cos kl_1}{l_1 k \cos kl_1 - \sin kl_1}, \quad (5)$$

$$\text{или } R = \mu P_{np} kr, \quad (6)$$

$$\text{где } \mu = \frac{2 \cos(kl_1)}{l_1 k \cos kl_1 - \sin kl_1}. \quad (7)$$

Для обеспечения эффективного забуривания перфорационного канала необходимо минимизировать значения Q и R .

В ранее выполненных работах Сароняна А.Е., Феодосьева В.И., Лубинского А., Калинина А.Г. показано, что значения сил Q и R зависят не только от величины продольной силы P_{np} , но и от диаметра долота и изгибной жесткости КНБК.

Осевую продольную силу можно регулировать установив гидронагружатель в КНБК, и изменяя производительность насоса, будет меняться перепад давления, а следовательно и будет меняться соответственно и сила P_{np} .

Из выражений (4) и (5) легко заметить, что значения Q и R стремятся к нулевым величинам, когда $\cos kl_1 = 0$ или $kl_1 = \pi/2$, тогда $P_{np} = \frac{\pi^2 EI}{4l_1^2}$, учитывая, что $l \approx 2l_1$ (определен экспериментально на стенде [2] при диаметре гибких труб 25...27 мм, изгибная жесткость гибких труб на порядок меньше жесткости на изгиб КНБК)

$P_{np} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$ – получаем формула Эйлера для шарнирно-опертого стержня, или стержня имеющего поперечную податливость с возможностью изгиба без напряжений.

В качестве шарнирной опоры в состав перфоратора мы устанавливаем гидронагружатель с эластичным поршнем дающим возможность изгибаться гибким трубам с минимальными напряжениями (возможно также установить шарнирный центратор типа ВК [7]).

Таким образом место размещения гидронагружателя при минимальных значениях Q , R и осевой силе $P_{np} \leq 6000\text{Н}$ должно быть:

$$l = \pi \sqrt{\frac{EI}{P_{np}}} \approx 1,976 \text{ м, принимаем } l=2\text{м.}$$

Данное место установки обеспечивается изготовлением первой к двигателю гибкой трубы диаметром 25 мм длиной 1 м.

Определение длины специальных укороченных винтовых забойных двигателей типа 2Д-43

Исследовательские работы малогабаритных винтовых забойных двигателей зарубежных конструкций проводились с начала 70-х годов прошлого столетия при КРС (разбуривание цементных мостов, пробок из эластомеров и оставленного металла) в основном вертикальных скважин или скважин с небольшой кривизной [8,9]. Исследовательские работы двигателей малого диаметра в сильно искривленных и горизонтальных каналах до настоящей работы не проводились, тем более в двухсекционной компоновке.

Рассмотрим работу двухсекционного малогабаритного забойного двигателя типа 2Д-43 в криволинейном перфорационном канале в составе нижней секции перфобура. Обобщенная схема сил действующая на ротор и двухсекционного двигателя представлена на рисунке 3.

Форму изогнутой упругой линии КНБК с точностью до постоянного множителя мы нашли ранее в [2] или в более общем виде [5] $M_{uz} = E \cdot I \cdot 1/R_k$ где R_k – радиус кривизны канала, в настоящей задаче величина R_k будет нами задаваться как желаемая величина из прогнозируемых профилей каналов $R_k = 5,5 \text{ м}$ и 12 м , общей длиной 14м (рисунок 4).

Изгиб бурильной колонны по винтовой линии при действии на нее критических нагрузок проанализирован в работах А.Лубинского, А.Н. Динника, М.М. Александров, Б.З. Султанова, А.Ш. Янтурина, Г.М. Саркисова и др.

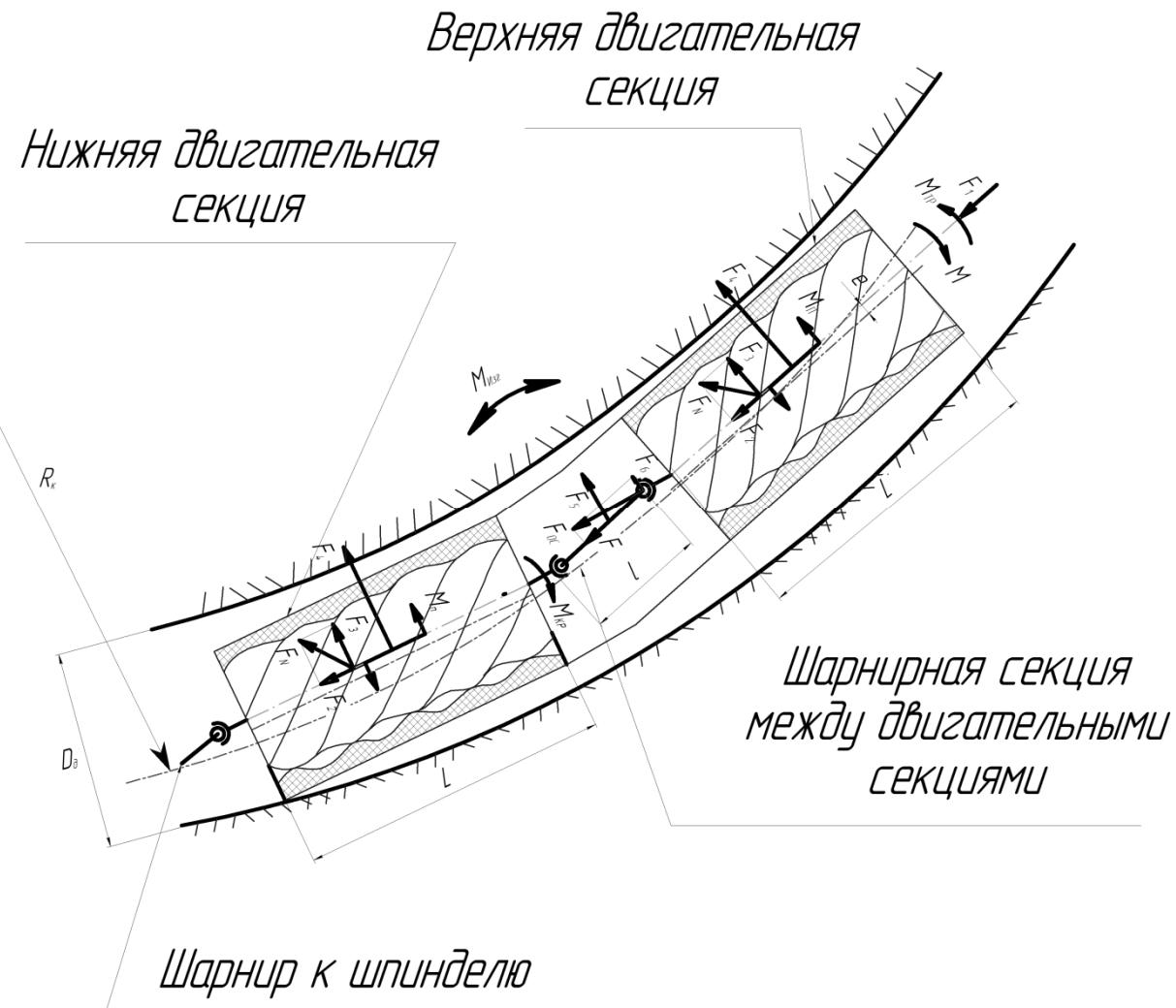


Рисунок 3. Обобщенная схема действующих сил

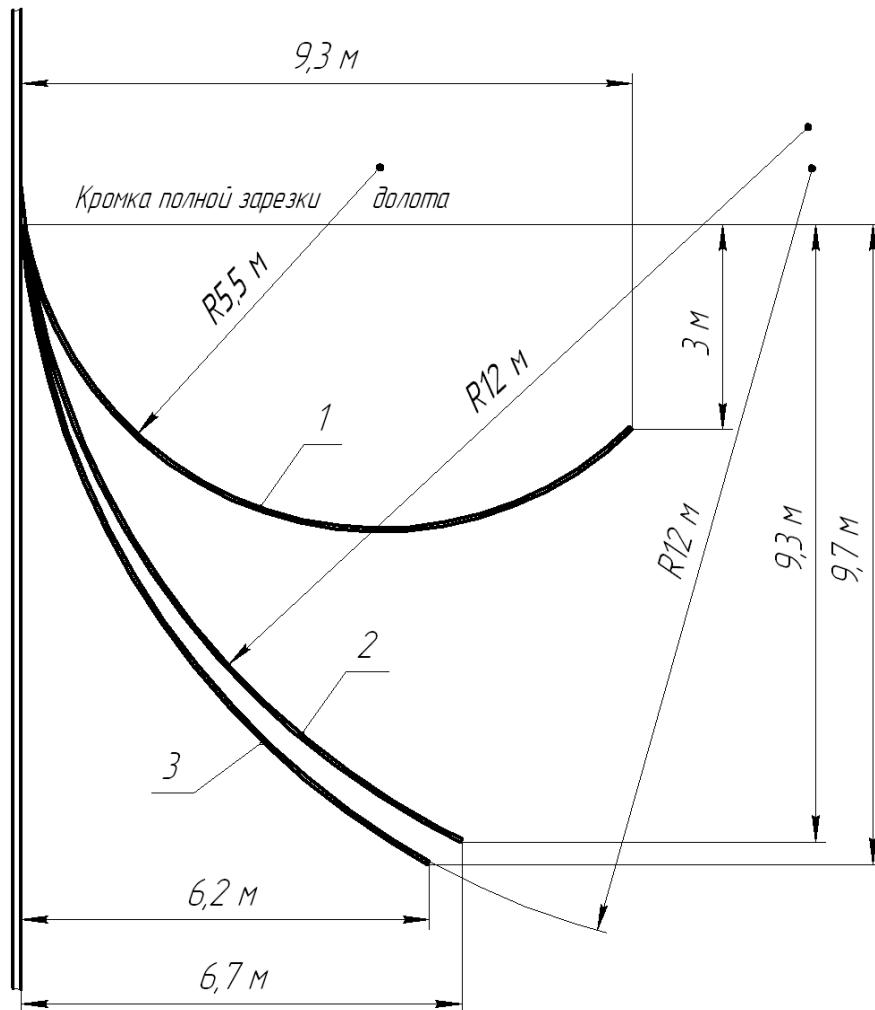


Рисунок 4. Прогнозируемые профили перфорационных каналов
 1 – траектория ствола радиусом 5,5 м при угле отклонителя 11°;
 2 – траектория ствола радиусом 12 м при угле отклонителя 11°;
 3 – траектория ствола радиусом 12 м при угле отклонителя 4°.

Величины критических нагрузок находились по уравнению Гринхилла [4]:

$$\left(\frac{M}{2E*I}\right)^2 + \frac{P_{\text{пр}}}{E*I} = \frac{\pi^2}{l^2}.$$

Ранее выполненные расчеты показывают, что спиральная форма изгиба КНБК является устойчивой формой равновесия, поскольку суммарная энергия деформации меньше работы внешних сил, это приводит к снижению потенциальной энергии изогнутой колонны. Данный эффект (рисунок 5) мы наблюдали при испытании перфобура в ОАО «Башнефти» на скв. № 952 Чермасанского месторождения, когда осевая нагрузка 50...70 кН передавалась на гибкие трубы при установке якоря, при отказе узла передачи нагрузки [2].



Рисунок 5. Изогнутые гибкие трубы при Рпр>Ркр

Вернемся к обобщенной схеме сил (рисунок 3).

Суммарная осевая нагрузка на ротор, которая передается через шарниры на осевую опору шпинделя [8] :

$$F_{oc} = F_1 + F_2; \text{ где } F_1 \text{ – осевая гидравлическая сила:}$$

$$F_1 = \frac{p\pi D_{cp}^2}{4} 2449,44H, \text{ где } p \text{ – фактический перепад давления – } 5 \dots 8 \text{ МПа}$$

(по результатам лабораторных испытаний), в расчетах принималось 7 МПа.

$$F_2 = \frac{2M_{kp}}{D_{cp}} \cdot \operatorname{tg}\beta = 5342,5H, \text{ осевая сила в зацеплении,}$$

где M_{kp} – крутящий момент равный 160 Нм при максимальном КПД двигателя получен нами по результатам испытаний на стенде ВНИИБТ (г.Пермь) [2];

$$\beta \text{ – угол подъема винтовой линии зуба ротора } \beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{\pi D_{cp}}{t} \right) \approx 22^\circ.$$

$$D_{cp} = \frac{24,8 + 18,4}{2} = 21,6 \text{ мм} \text{ – средний диаметр зацепления винтовой пары}$$

(рисунок 6).

F_4 – центробежная сила ротора, прижимающая каждый ротор к своему статору в двух секционном двигателе 2Д-43:

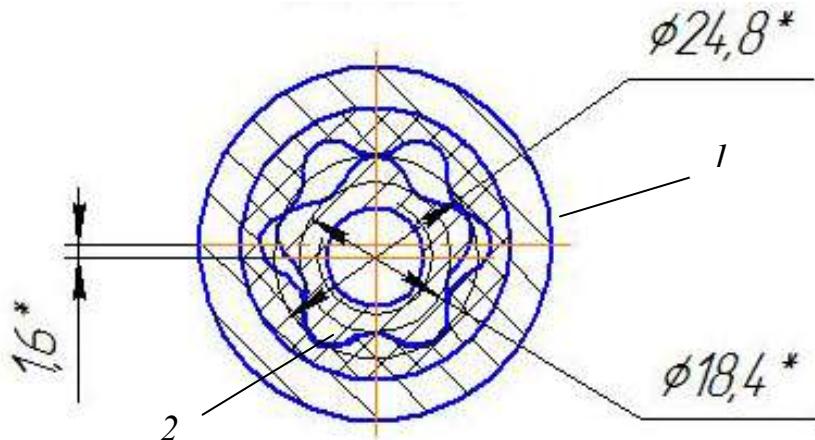


Рисунок 6. Сечение винтового двигателя типа Д43
1 – ротор; 2 – статор

$$F_4 = m e \omega_n^2 = 30H, \quad \text{где } m - \text{масса ротора } 2 \text{ кг,}$$

e – эксцентриситет героторного механизма (рисунок 6) $e=1,6$ мм,

$$\omega_n - \text{угловая скорость переносного движения ротора } \omega_n = \frac{\pi n}{30} i_n = 100 \text{сек}^{-1}$$

где n - частота вращения ротора,

$$i_n = (z_1 - 1) - \text{передаточное число рабочей пары двигателя } 2Д-43.5/6.42,$$

z_1 - число заходов зубьев статора, равное 6,

z_{12} - число заходов зубьев ротора, равно 5.

Между секциями в шарнирном соединении действует центробежная сила

$$F_5 = \frac{1}{2} m_u e (\omega_n)^2 \approx 15H,$$

F_5 , возникает из-за планетарно движущихся масс шарнира m_u .

На нижнюю часть ротора действует радиальная нагрузка F_6 – как результат разложения осевой нагрузки F_{oc} :

$$F_6 = \frac{F_{oc} e}{l} \approx 40H, \quad \text{где } l - \text{длина шарнира } 200 \text{ мм.}$$

В плоскости, проходящей через мгновенную ось вращения оси ротора возникает перекашивающий момент M_n , действующий на каждый ротор двухсекционного двигателя 2Д-43 [8].

$$M_n = \frac{p D t^2}{4\pi} = 71,2 \text{ Нм}, \quad (8)$$

где D – диаметр начальной окружности $D = 2e z_1 = 19,2$ мм;

t – шаг винтовой линии ротора, 400 мм.

Перекаивающий момент прижимает ротор в верхней части статора и отжимает – в нижней части.

Кроме перечисленных усилий и моментов в двигательных секциях возникает момент сил трения M_{tr} , зависящий от натяга в зацеплении и смазывающих свойств промывочной жидкости, но из-за малости $M_{tr} < 1$ Нм в дальнейших расчетах не учитывается (натяг в двигателе рекомендован ВНИИБТ 0,05 мм).

Как показали исследования ВНИИБТ [8], наибольшее влияние на динамику ротора в вертикальном канале оказывают M_{kp} , M_n , F_4 и F_{oc} , при работе в криволинейном канале кроме перечисленных моментов и сил на забойный двигатель будет действовать и изгибающий момент, исследованный в [2] и представленный на рисунке 1 настоящей статьи.

Для обеспечения работоспособности двухсекционного двигателя рассмотрим задачу в следующей постановке, с учетом результатов полученных в настоящей статье, а также работ В.И. Феодосьева [10].

На криволинейном участке канала радиусом R_k расположены две короткие секции героторного механизма длинами l каждая (рисунок 3), передающие крутящий момент M_k шарниру шпинделя. Предположим, что вращение роторов происходит равномерно. Как было показано выше момент трения, при существующем натяге между ротором и статором равным 0,05 мм, незначителен и им можно пренебречь. Обозначим через $\frac{1}{R_k}$ - кривизну компоновки двигателей и составим уравнение равновесия для элемента КНБК длиной ds (рисунок 7).

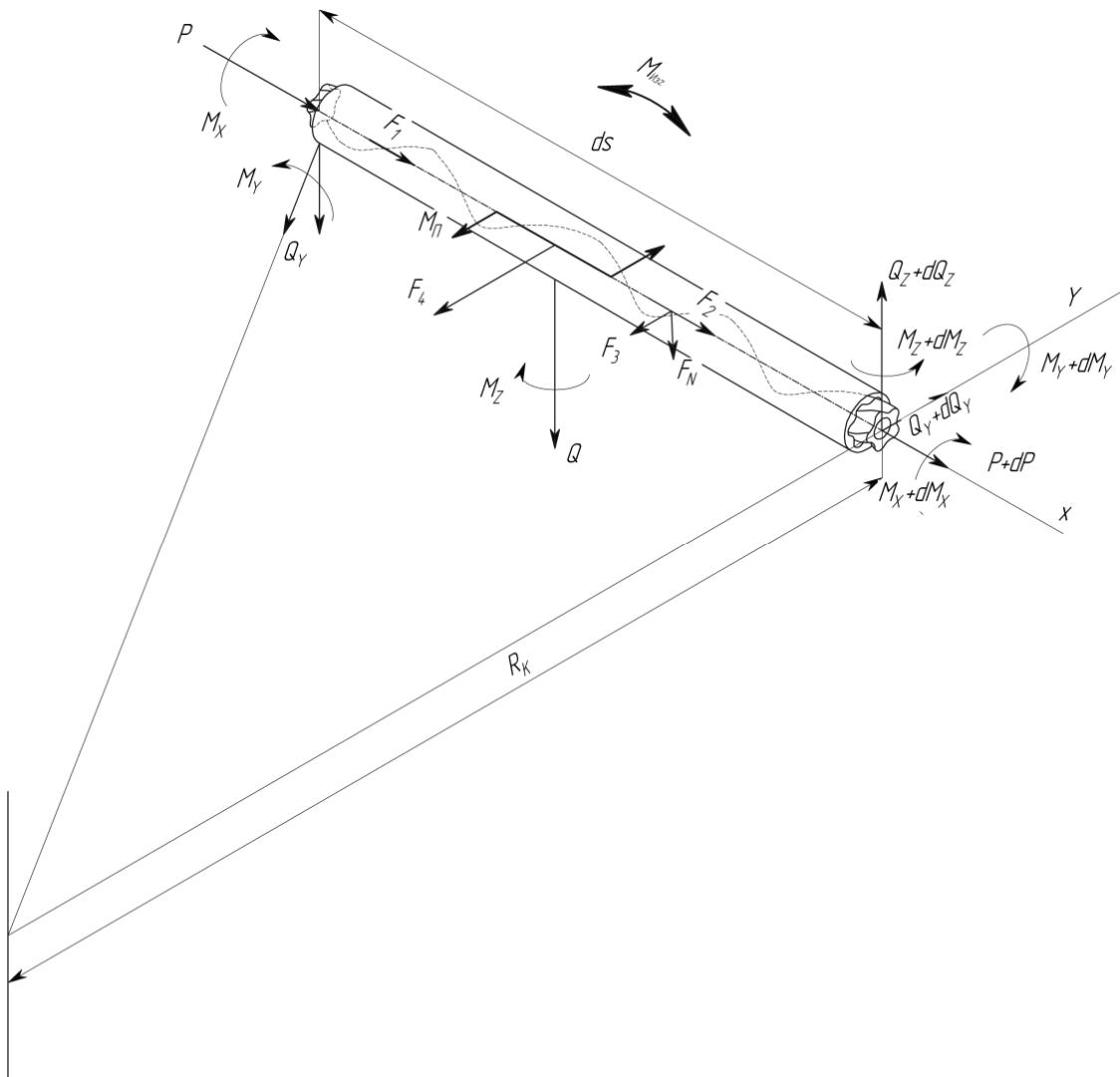


Рисунок 7. Схема передачи крутящего момента

Реакция, действующая на компоновку с соподчиненностью канала к поверхности корпуса двигателей нормальны и следовательно момента относительно оси X не создают. Поэтому приравнивая нулю сумму моментов относительно оси X, получим:

$$\frac{dM_X}{dx} \geq \frac{M_y}{R_K} \pm \frac{dM_n}{dx}. \quad (9)$$

Таким образом, при допущении, что момент трения незначителен ($M_{tp} < 1 \text{ Нм}$), момент M_x будет меняться вдоль оси X в зависимости от изгибающего момента M_y действующий на корпус двигателя в плоскости, перпендикулярной плоскости кривизны компоновки и перекашивающий момент M_n действующий также в этой плоскости [8].

$$dM_n = \frac{pDt}{2\pi} \cdot e \cdot z_1 \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \quad , \quad (10)$$

где φ - угол поворота ротора.

$$\text{После интегрирования (10): } M_n = \frac{pDt^2}{4\pi} . \quad (11)$$

Если на одном конце компоновки, при $s = 0$, приложен момент M_1 , то уравновешивающий момент M_2 при $s=l$ и потерях на изгиб и перекос (трением мы пренебрегаем из-за малости) будет:

$$M_2 = 2M_1 - M_{H3G} \pm 2M_n \quad , \quad (12)$$

коэффициенты 2 при моментах указывают на количество секций в двигателе, а знаки “ \pm ” указывают на возможные положения ротора при их перекосе. Знак “+” указывает на выпрямление ротора, и что M_n действует против M_{H3G} , а знак “-” на совпадение действия M_n и M_{H3G} .

Рассмотрим наиболее тяжелый случай, когда действие M_n совпадает с направлением M_{H3G} , тогда зависимость (12) перепишется:

$$M_2 = 2M_1 - M_{H3G} - 2M_n . \quad (13)$$

Закономерности изменения M_{H3G} представлена на рисунке 1, тогда с учетом (11),(13) перепишется: $M_2 = 2M_1 - \int_0^l \frac{(-P \cdot y + Q \cdot x + \frac{q l^2}{2})}{R_k} \cdot ds - \frac{2p \cdot D \cdot t^2}{4\pi}$, где $ds = \sqrt{x'_t + y'_t} \cdot dt = \sqrt{1 + y'^2_x} \cdot dx$, так как углы поворота КНБК от изгиба малы то $y'_x = 0$ и $ds = dx$.

Крутящий момент M_1 одной секции (рисунок 3) $M_1=160$ Нм двухсекционный $M_1=320$ Нм, изгибающий момент $M_{H3G}=100$ Нм (рисунок 1) и перекашивающий $M_n=71,2$ Нм (8). Подставляя полученные моменты в (13), получаем $M_2 \approx 180$ Нм, что достаточно для его работы в канале при длине одной секции 500мм и шаге=400 мм для двухсекционного двигателя 2Д43.5/6.36.010.

Расчет работы перфобура в программном комплексе Ansys 14

В программном комплексе Ansys 14 была составлена трехмерная модель компоновки перфобура размещенная в канале песчано-цементного блока, при его испытании на стенде [2] (рисунок 8). Рассматриваемая для расчета КНБК имеет общую длину два метра и заданные углы перекоса 3...5 градусов. Для данной технологии спроектирован клин отклонитель с углами конусности 11 и 4 градуса,

стендовые испытания отклонителей показали, что данные углы клина будут наиболее эффективны при применении рассматриваемой технологии.

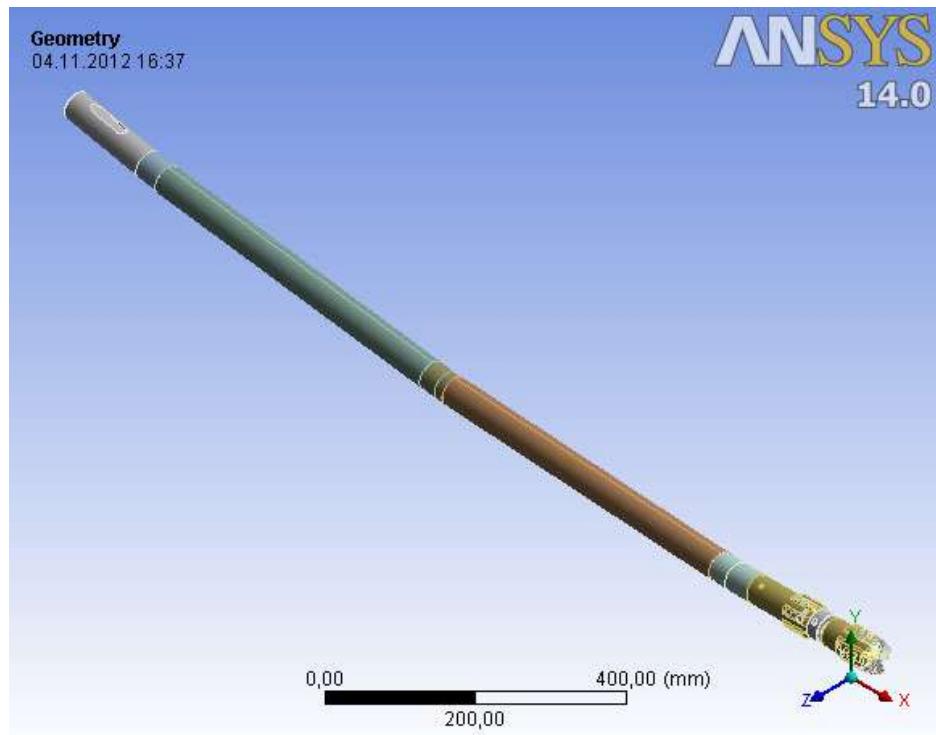


Рисунок 8. Модель КНБК перфобура

Для дальнейшего прочностного исследования был выбран статический прочностной анализ, выполненный, методом конечных элементов (МКЭ), который позволяет численно решать широкий спектр физических проблем, которые математически формулируются в виде системы дифференциальных уравнений или в вариационной постановке [11]. Этот метод можно использовать для анализа напряжённо деформированного состояния различных конструкций.

Прежде чем задавать материалы и нагрузки в ANSYS необходимо исследовать упруго-напряженного состояния компоновки «долото-винтовой двигатель» в наклонном перфорационном канале. Для этого были выполнены аналитические исследования, приведенные выше в настоящей статье.

Определив силы возникающие в КНБК с перфобуром при его работе, можно приступить к расчету в программе Ansys 14 методом конечных элементов.

Исходным объектом для применения МКЭ является материальное тело, которое разбивается на части - конечные элементы (КЭ) (рисунок 9). В результате разбивки создаётся сетка из границ элементов. Точки пересечения этих границ образуют узлы. На границах и внутри элементов могут быть созданы дополнительные узловые точки. Ансамбль из всех конечных элементов и узлов является основной конечно-элементной моделью деформируемого тела.

Дискретная модель должна максимально полно покрывать область исследуемого объекта.

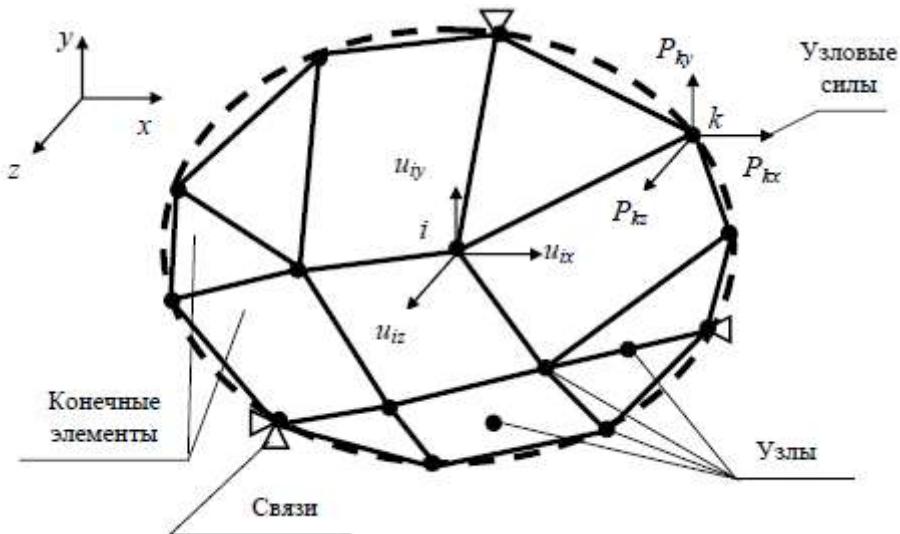


Рисунок 9. Разбиение области методом конечных элементов

После создания модели КНБК мы задаем материалы из которых изготовлены базовые детали. (Резцы долота из стали ВК8, материалы двигателя согласно технологии его изготовления, остальные же элементы конструкции перфобура из стали 40ХН).

Далее проводилось разбиение на конечные элементы всей компоновки (рисунок 10). Существует несколько способов контроля за плотностью сетки. При построении сеточной модели необходимо искать оптимальную дискретность сетки, учитывать при этом задействованные ресурсы вычислительной системы (память, время и т.д.) и точность вычислений. Сетка с большим количеством узлов позволяет находить более точное решение, но увеличивает расчетное время и объем памяти. В идеале решение не должно зависеть от плотности сетки. Измельчение сетки не компенсирует допущения физической модели и ошибки входных данных.

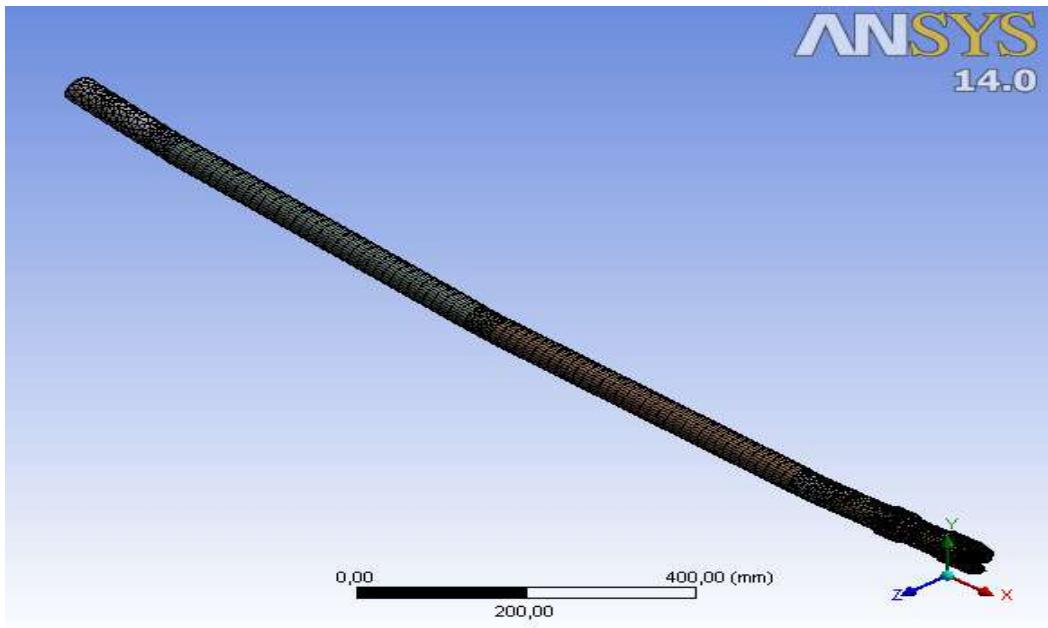


Рисунок 10. Создание сетки

Закрепление детали и задание нагрузок (рисунок 11) производилось по методике расчета, а также в соответствии с силами действующими на КНБК найденными ранее

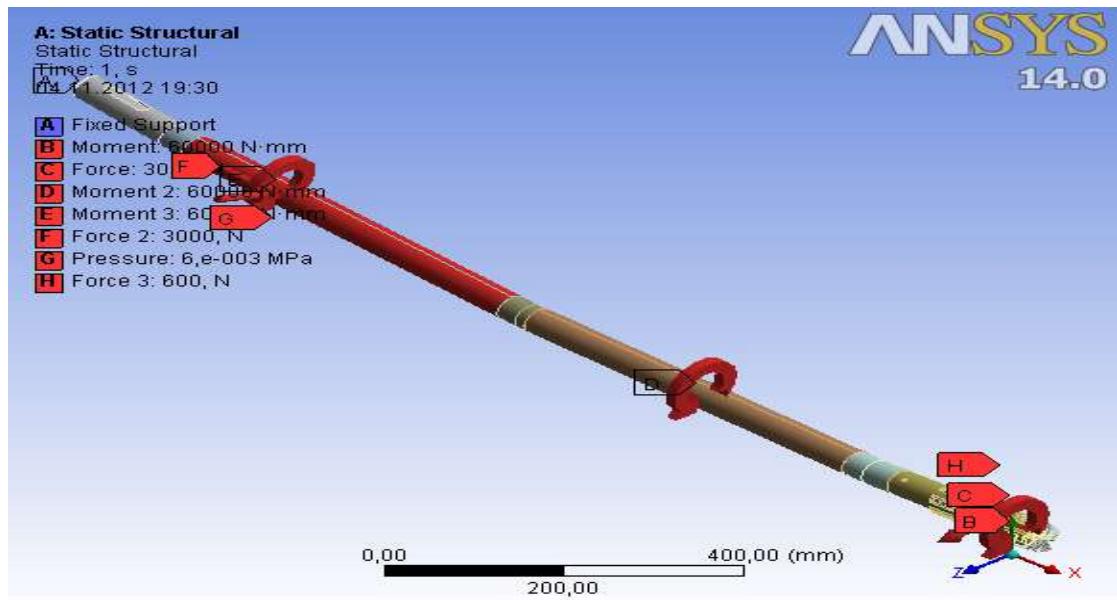


Рисунок 11. Нагрузки и закрепление

После того как задача решена необходимо проанализировать решение. Контроль за величиной смещений позволяет в целом оценить правдоподобность проведенных расчетов. Эффекты деформации визуально преувеличены в графическом окне. Можно анимировать процесс деформирования (рисунок 12).

Просмотрев напряжения, переходим к анализу запаса прочности. Коэффициент запаса оценивается по двум теориям прочности и должен превышать в надежных областях значение 1 (рисунок 13).

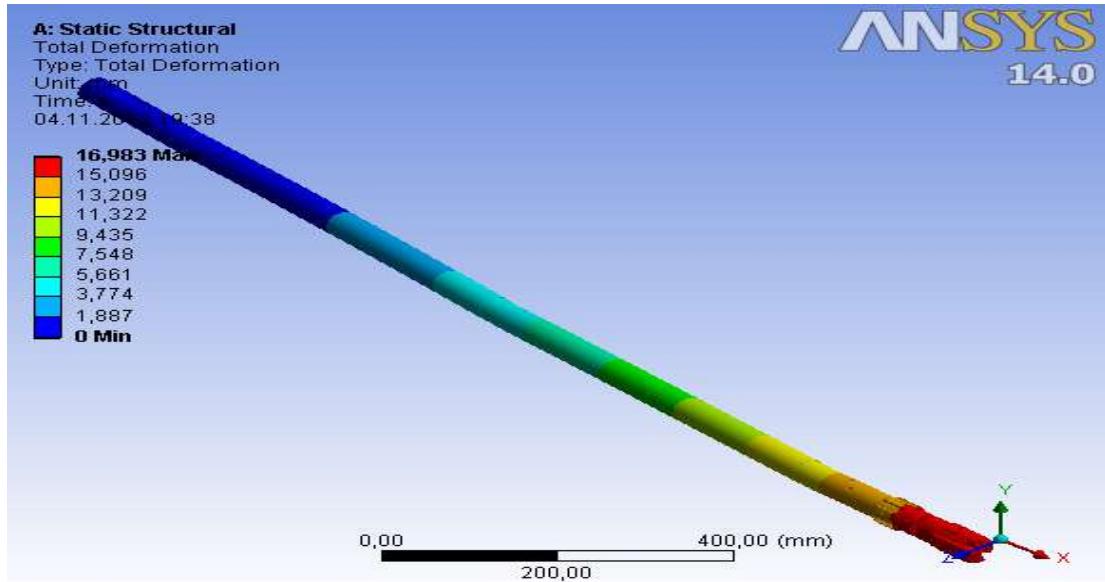


Рисунок 12. Смещение

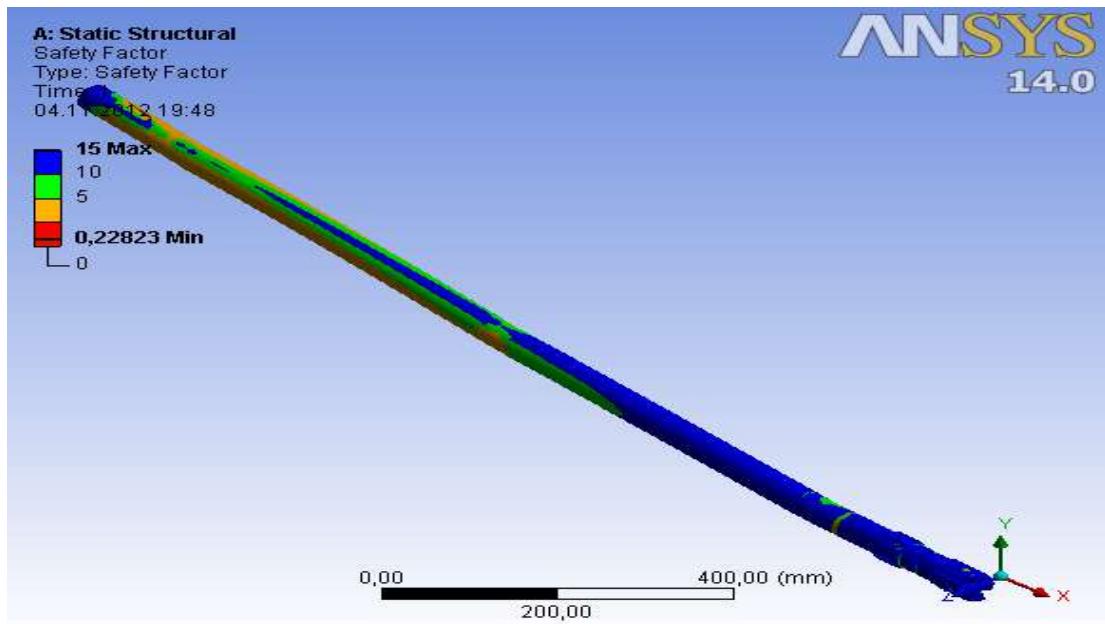


Рисунок 13. Коэффициент запаса прочности

В результате решения мы контролируем напряжения (Stresses) и деформацию (strains), возникающие в деталях. Вычисляем упругую деформацию – (elastic strains).

Напряжения и деформация являются тензорными величинами и имеют 6 компонентов (x, y, z, xy, yz, xz), тепловые напряжения представляются вектором и имеют 3 компоненты (x, y, z).

Для оценки эксплуатационной надежности конструкции вычисляется запас прочности - SafetyFactors. Поскольку напряжение является тензором, сложно оценить отклик системы на нагружение, анализируется собственно тензор напряжений.

Раздел StressTool –«дерева» проекта позволяет вычислять скалярные величины и соотнести их с критерием надежности.

Напряжения можно вычислять в предположении различных моделей материала.

В разделе StressTool выбираются теория прочности и предельные величины.

Equivalent Stress – эквивалентные напряжения. Эквивалентные напряжения (рисунок 14-15) или напряжения Мизеса определяются следующим образом:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (14)$$

Критерий используется для пластичных материалов.

Результаты стандартных одноосных испытаний на растяжение с целью определения предела текучести и предела прочности материала (а также выявления модели материала по кривой упрочнения) соотносятся с тензором напряжений через инвариант – эквивалентные напряжения.

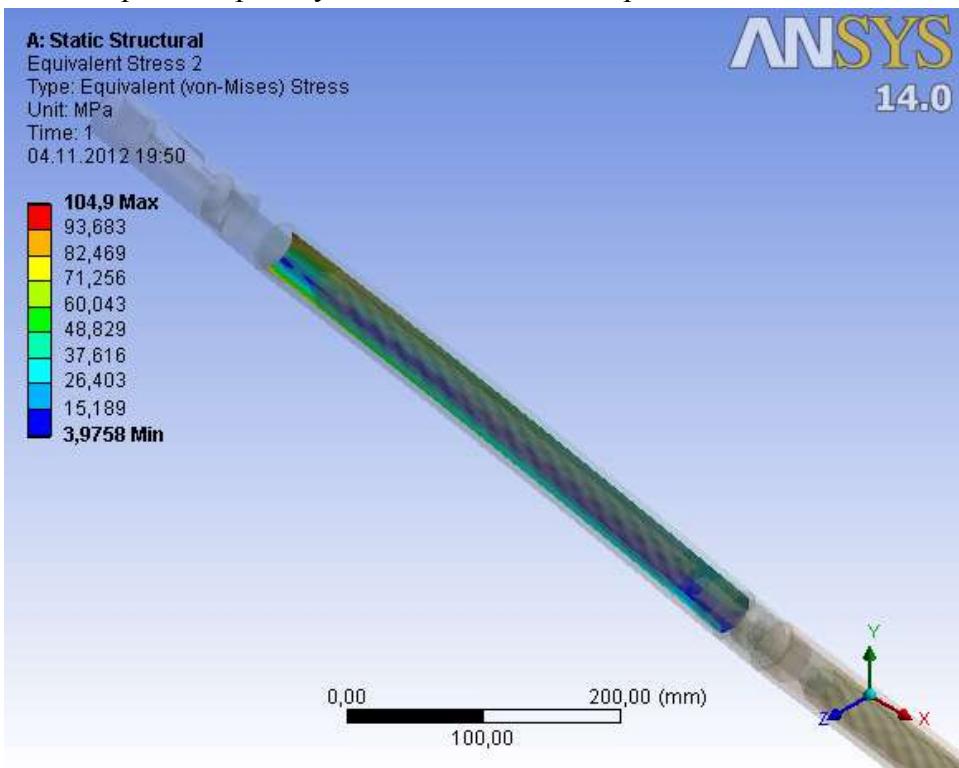


Рисунок 14. Эквивалентные напряжения ротора ВЗД

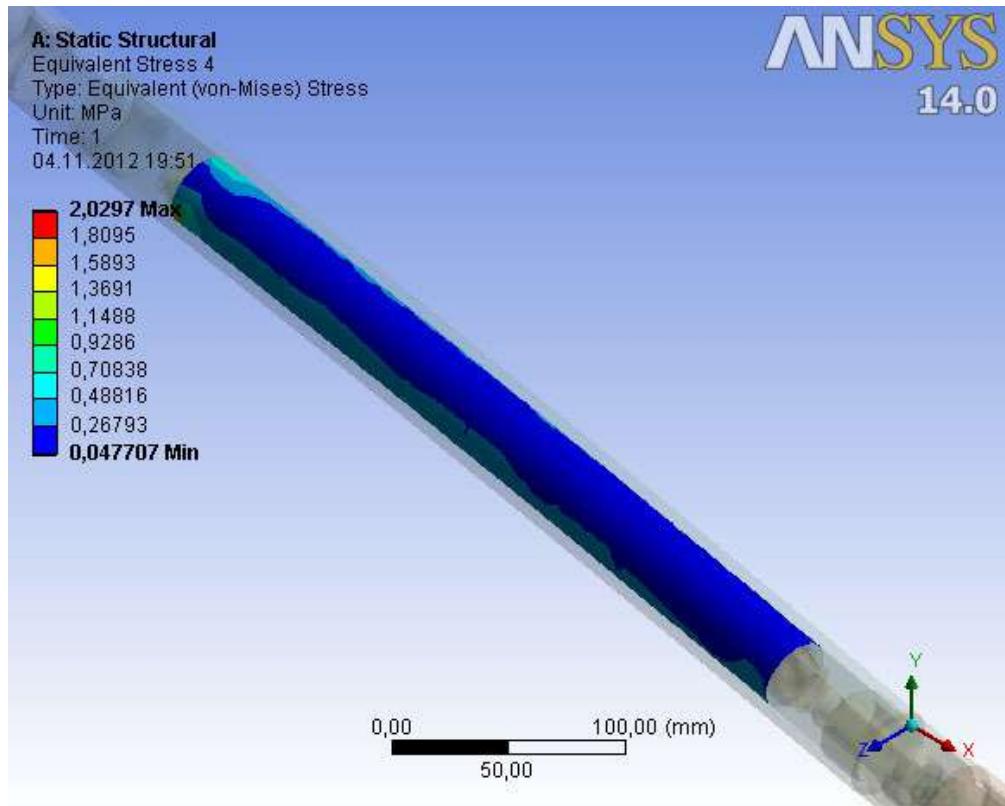


Рисунок 15. Эквивалентные напряжения статора ВЗД

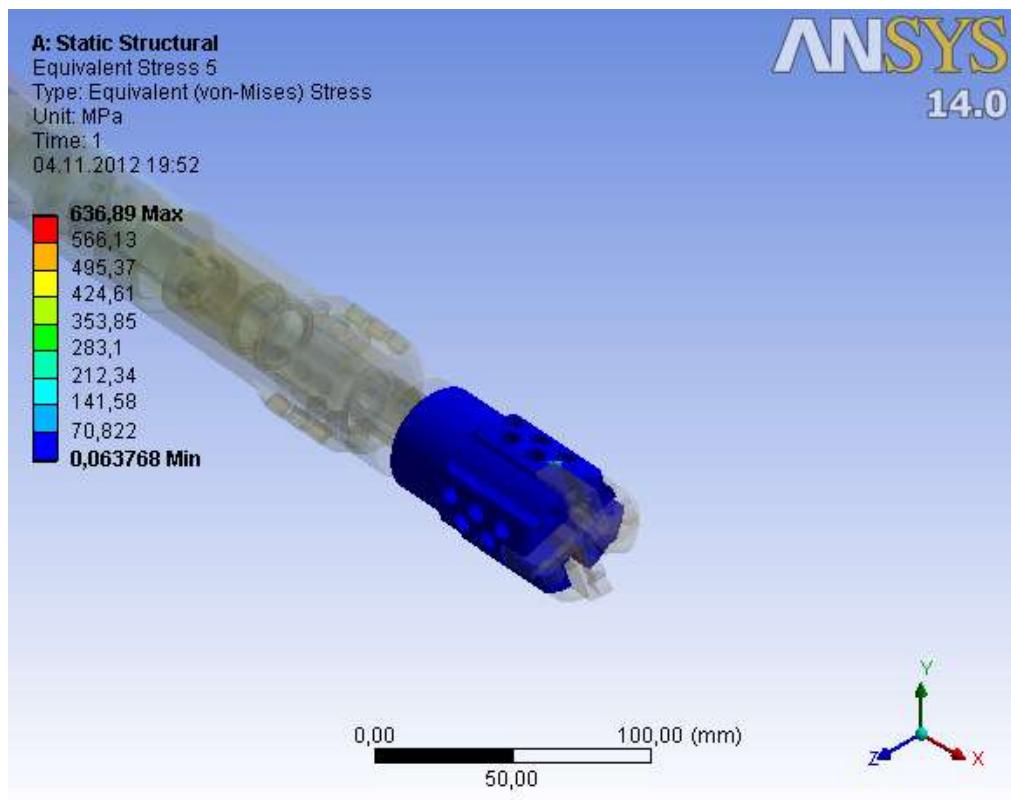


Рисунок 16. Эквивалентные напряжения на долоте

Можно сделать вывод, что КНБК выдерживает напряжения и деформации, аналитически полученные ранее, т.е. компоновка перфобура работоспособна.

Выводы

1. В результате аналитических исследований работы перфобура качественно и количественно доказана возможность бурения сверхдлинных перфорационных каналов малого диаметра и радиуса кривизны компоновками с серийными специальными винтовыми двигателями по прогнозируемой траектории.

2. Аналитически установлено, что для обеспечения работоспособности разработанных компоновок необходимо, чтобы крутящий момент винтового забойного двигателя типа Д-43 должен быть больше суммы изгибающего момента действующего в КНБК и перекащающего момента, действующего на ротор двигателя при бурении долотами режуще-истирающего действия диаметром $D_d = 56\dots 58$ мм в режиме максимальном КПД двигателя, в каналах с минимальными радиусами кривизны $R_c = 5,6\dots 12$ м, при этом в двух секционной компоновке двигателя шаг винтовой линии ротора каждой секции должен составлять не более 400 мм.

3. Для повышения эффективности процесса забуривания перфорационного канала, путем обеспечения минимальных значений отклоняющей силы на долоте и радиальной реакции компоновки перфобура о клин отклонителя, аналитически определена длина первой гибкой трубы и оптимальное место установки гидронагружателя, который рекомендуется изготавливать с эластичным поршнем.

Литература

1. Лягов А.В. Динамические компоновки для бурения забойными двигателями: автореф. дисс... докт. техн. наук. Уфа, 2005. 28с.
2. Лягов А.В. Опыт колтюбингового бурения горизонтальной скважины в АНК “Башнефть”// Время колтюбинга. 2004. №8. С.40 -45.
3. РД 153-39.0-421-05 Методическое руководство по геологотехнологическому обоснованию бурения горизонтальных многозабойных скважин и боковых горизонтальных стволов. Бугульма: ТатНИПИнефть, 2005. 59с.
4. Калинин А.Г., Григорян Н.А., Султанов Б.З. Бурение наклонных скважин: справочник. М.: Недра, 1990. 348 с.: ил.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: гл. ред. физ.-мат. лит. изд-ва «Наука», 1972. 544с.
6. Пат. на изобретение №2232249 Рос. Федерации. Виброгаситель-калибратор/ А.В. Лягов, С.В. Назаров, Р.А. Янтурин, Е.Г. Асеев, Ю.Г. Матвеев,

М.А. Лягова. – №2232249; Заявлено 04.01.2003, №2003100250/03; Опубл. 10.07.2004. Бюл.№19.

7. Гусман М.Т., Балденко Д.Ф. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. М.: Недра, 1981. 232 с.

8. Pickett G. Tecgniques and deffection tools in high – angle drilling: Past, Present and Future // Petroleum Technology.1967. IV. Vol. 19, N 4. pp.

9. Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. М.: Наука, 1973. 400с.

10. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: справочник/ Мяченков В.И. и др. М.: Машиностроение, 1989. 520 с.: ил.

11. Технология и технические средства улучшения гидродинамической связи скважины с пластом/ Шамов Н.А. и др.// Нефтегазовое дело. 2006. №4 С.317-327

12. Совершенствование технологии вторичного вскрытия и освоения скважин / Лягов А.В. и др. // Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн./УГНТУ. 2011. №6. С. 160-173. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Lyagov/Lyagov_3.pdf

13. Техника и технология создания сверхглубоких перфорационных каналов / Шамов Н.А. и др. // Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн./УГНТУ. 2012. №2. С. 131-174. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Shamov/Shamov_1.pdf

FEATURES OF ANALITICAL STUDY OF PERFOBUR IN CURVILINEAR CHANNELS OF SMALL DIAMETER AND RADIUS OF CURVATURE

U.G. Matveev, M.A. Lyagova

FSBEI Ufa state petroleum technical university, Ufa, Russia

N.I. Vasilev, I.A. Lyagov

National university of mineral resources(mining university), Saint-Petersburg, Russia

e-mail: mayg@yandex.ru

Abstract. This article provides the solution of problems describing the work of small engines in the punching equipment , in a strongly curved channel, using design techniques KNB. As a result of analyzes of punching equipment qualitatively and quantitatively demonstrated the possibility of extra-long drill perforations of small diameter and the radius of curvature of the layout with standard special propeller engines to forecast the trajectory.

Keywords: punching equipment, downhole drilling motors, bottomhole drill string assembly, punching the channel, the curvature radius of the trajectory, three-moment equation.

References

1. Lyagov AV Dynamic layout for drilling downhole motors: Author. diss ... Doctor. tech. Science. Ufa, 2005. 28c.
2. Lyagov AV Experience coiled tubing drilling horizontal wells in the "Bashneft" // Time CT. 2004. Number 8.P.40 -45.
3. RD 153-39.0-421-05 Toolkit for geotechnical drilling horizontal justification of multilateral wells and lateral horizontal wells. Bugulma: TatNIPIneft, 2005. 59s.
4. Kalinin AG, NA Grigoryan, Sultanov BZ Slant hole drilling: a handbook. Nedra, 1990.348.: Ill.
5. Feodosyev VI Strength of Materials. M. Ch. Ed. Sci. Lit. publishing house "Science," 1972. 544s.
6. Pat. for the invention № 2232249 Ros. Federation.Damper calibrator / AV Lyagov, SV Nazarov, RA Yanturin, EG Aseev, JG Matveev, MA Lyagova. - № 2232249; Announced 04.01.2003, № 2003100250/03, publ. 10.07.2004. Bull. № 19.

7. Guzman MT, DF Baldenko Screw downhole motors for drilling. Nedra, 1981.232 p.
8. Pickett G. Tecgniques and deffection tools in high - angle drilling: Past, Present and Future // Petroleum Technology.1967. IV. Vol. 19, N 4. pp.
9. Feodosyev VI Selected problems and questions accom - ance materials. Moscow: Nauka, 1973. 400 c.
10. Calculations of engineering structures using finite elements: a handbook / Myachenkov VI etc. Mashinostroenie, 1989. 520 p.: Ill.
11. Technology and tools to improve the well of the connectivity with the formation / NA Shamov etc. // Oil and gas business. 2006. № 4 p.317-327
12. Improving the technology of completion of well development and / AV Lyagov etc. // Oil and gas business: the electron. scientific. Journal. / UGNTU. 2011. № 6. Pp. 160-173. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Lyagov/Lyagov_3.pdf
13. Engineering and technology to create ultra-deep perforations / NA Shamov etc. // Oil and gas business: the electron. scientific. Journal. / UGNTU. 2012. Number 2. Pp. 131-174. URL: http://www.ogbus.ru/authors/Shamov/Shamov_1.pdf

Сведения об авторах

Матвеев Ю. Г., д-р техн. наук, проф., проректор по научной и инновационной работе ФГБОУ ВПО УГНТУ

Y. G.Matveev, dr. tech. sci. prof. Vice President for Research and Innovation, pro-rector on scientific and innovative work of a FSBEI USPTU

e-mail: mayg@yandex.ru

Лягова М.А., аспирант ФГБОУ ВПО УГНТУ

M.A. Lyagova, post-graduate student FSBEI USPTU

e-mail: nsl@rusoil.net

Васильев Н.И. д-р. техн. наук, проф., зав. кафедрой бурения, Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург

N.I. Vasilev, dr. tech. sci. prof., head of the department of drilling National University of Mineral Resources(Mining University), St. Petersburg

Лягов И.А. аспирант, Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», г. Санкт-Петербург

I.A. Lyagov, post-graduate student National University of Mineral Resources(Mining University)

e-mail: lyagov@mail.ru