ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАПАЗОНА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ «ДОЛОТО – ВИНТОВОЙ ЗАБОЙНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ — БУРИЛЬНАЯ КОЛОННА»

INVESTIGATION OF STEADY WORK OPTIMUM RANGE OF THE SYSTEM «DRILL BIT — SCREW DOWNHOLE ENGINE — DRILLING COLUMN»

В. А. Морозов
Viktor A. Morozov

Санкт-Петербургский
горный университет,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация

Saint-Petersburg Mining University,
Saint-Petersburg,
Russian Federation

М. В. Двойников
Mikhail V. Dvoynikov

Санкт-Петербургский
горный университет,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация

Saint-Petersburg Mining University,
Saint-Petersburg,
Russian Federation

П. А. Блинов
Pavel A. Blinov

Санкт-Петербургский
горный университет,
г. Санкт-Петербург,
Российская Федерация

Saint-Petersburg Mining University,
Saint-Petersburg,
Russian Federation

Повышение добычи углеводородного сырья разработкой, например, шельфовых месторождений, а также доработки ранее разбуренных площадей предусматривает наличие сложно построенных профилей скважин, траектории которых могут содержать искривленные и наклонно прямолинейные участки большой протяженности. Их реализация предусматривает использование в качестве привода долота роторные управляемые системы (РУС), либо винтовой забойный двигатель (ВЗД). Применение дорогостоящих зарубежных РУС является экономически не целесообразным. Поэтому проводку таких скважин в нашей стране осуществляют от 70 % до 80 % с использованием ВЗД. На основе проведенного анализа результатов исследований виброускорений и амплитуд биений корпуса винтового забойного двигателя определен диапазон оптимальных энергетических характеристик героторного механизма, обеспечивающих его устойчивую работу.

Предложена математическая модель, позволяющая определять оптимальный диапазон режимных параметров бурения скважин, обеспечивающих снижение экстремальных виброускорений компоновки низа бурильной колонны, регулированием моментно-силовых характеристик бурильной колонны и энергетических характеристик винтового забойного двигателя в процессе их совместной эксплуатации.

Increasing hydrocarbon production by developing, for example, offshore fields, as well as additional development of previously drilled areas, involves the presence of complexly constructed well profiles, the trajectories of which may contain curved and obliquely straight sections of long distances. Their implementation involves the use of a rotary controlled system (RCS) as a drill bit drive, or a screw downhole engine (SDE). The use of expensive foreign RCS is economically unsuitable. Therefore, the wiring of such wells in our country is implemented by using SDE in 70–80 % cases.

On the basis of studies results analysis of vibration acceleration and beat amplitudes of a screw downhole engine case, a range of optimal energy characteristics of the gerotor mechanism is established to ensure its stable operation.

A mathematical model is proposed that allows to determine the optimal range of the well parameters for drilling, which ensure the reduction of extreme vibration acceleration of the bottom hole assembly by regulating the momentary power characteristics of the drilling column and the power characteristics of the screw downhole engine during their joint operation.

Ключевые слова

виброускорение,
амплитуда,
биение,
бурильная
колонна,
винтовой
забойный
двигатель,
долото

Key words

vibration
acceleration,
amplitude,
beat,
drilling column,
screw downhole
engine, drill bit

Введение

Повышение добычи углеводородного сырья разработкой, например, шельфовых месторождений, а также доработки ранее разбуренных площадей предусматривает наличие сложно построенных профилей скважин, траектории которых могут содержать искривленные и наклонно прямолинейные участки большой протяженности. Их реализация предусматривает использование в качестве привода долота роторные управляемые системы (РУС), либо винтовой забойный двигатель (ВЗД). Применение дорогостоящих зарубежных РУС является экономически не целесообразным. Поэтому проводку таких скважин в нашей стране осуществляют от 70 % до 80 % с использованием ВЗД.

Установлено, что при бурении наклонно направленных и горизонтальных скважин с использованием ВЗД часть осевой нагрузки до долота не доводится, что обусловлено силами сопротивления, возникающими между стенками скважины и бурильной колонны (БК). Для создания требуемой нагрузки на долото, в частности при проводке наклонно прямолинейных участков большой протяженности, используется комбинированный способ бурения. Особенность способа заключается в совместной работе БК и ВЗД, осуществляемой посредством одновременной передачи крутящего момента, ротором или верхним силовым приводом и гидравлической энергией промывочной жидкости долоту.

В зависимости от типа породоразрушающего инструмента, состава компоновки низа бурильной колонны (КНБК) и физико-механических свойств горной породы, а также режима бурения возникают сложные формы колебаний дискретного характера.

В свою очередь, установленный в КНБК ВЗД, в силу своей конструктивной особенности — силовой секции, представленной героторным механизмом, совершает независимые от БК и долота собственные осевые и поперечные колебания.

Вращение БК, представленной разножестким по длине упругим стержнем, ограниченной стенками скважины и находящейся в переменном напряженно-деформированном состоянии (НДС), обуславливает возникновение сложных форм крутильных, осевых, поперечных и торсионных колебаний.

Изменяющиеся частоты и амплитуды долота математически сложно определимы. На

практике для измерения вибрации долота в телеметрической системе располагается трехпозиционный акселерометр, позволяющий контролировать ускорение КНБК. Согласно паспортным данным применяемого оборудования для геофизических исследований скважин, а также во избежание повреждений элементов колонны действуют ограничения виброускорений от 30 до 45 G. Поддержание требуемых виброускорений возможно за счет управления динамикой системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна».

Наличие совместных крутильных, поперечных, продольных и торсионных колебаний долота, ВЗД и БК, превышающих критический диапазон виброускорений, приводит к потере устойчивости инструмента, отрицательно влияет на формирование стенок скважины, снижает качество управления траекторией, а также увеличивает риск возникновения аварийных ситуаций, представленных отворотами резьбовых соединений и разрушением элементов КНБК.

Цель и задачи исследования

Изучив вопрос о современных конструктивных решениях, направленных на увеличение срока службы ВЗД [1-3], методов увеличения эффективности использования гидромашин в составе бурового инструмента [2, 4], а также технологических мероприятий совместного использования БК и ВЗД при бурении наклонно-направленных скважин [3, 5], установлено, что для снижения влияния вибрации и передачи осевого усилия на забой требуется контроль и оперативное управление динамикой работы внутрискважинного оборудования. Согласно вышеизложенному, была сформулирована цель — повысить эффективность бурения снижением аварийности в скважине за счет управления динамикой системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна», оптимизацией режимных параметров бурения наклонных и горизонтальных участков скважины.

Реализация поставленной цели предусматривает решение следующих задач:

1. Исследование биений корпуса винтового забойного двигателя на разных режимах его работы;
2. Исследование колебаний БК с учетом НДС и параметров бурения;
3. Разработка технологии управления моментом-силовыми и частотными характеристиками БК и ВЗД.

Исследование биений корпуса винтового забойного двигателя

Изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполнялось на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей (рисунок 1) [6].

Для проведения исследований при решении поставленных задач использовались: виброметр (АССИСТЕНТ SIVI), стенд для исследования энергетических характеристик гидравлических машин.

Для выявления оптимального диапазона устойчивой работы винтового забойного двигателя испытания проводились на тридцати ВЗД диаметрами от 156 до 195 мм. Рассмотрим в качестве примера результаты исследований

энергетических характеристик двигателя ДГР-178М.7/8.37 с одновременным замером биений корпуса. Датчики измерения вибрации (согласно рисунку 1: 10, 11, 12) устанавливались в трех точках двигателя. Два датчика — в верхней и средней частях силовой секции, а третий — в верхней части шпинделя (в месте соединения с шарниром). Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от максимальной частоты вращения вала — 5 с^{-1} (300 об/мин) до $0,5 \text{ с}^{-1}$ (30 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости — $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$. При достижении частоты вращения вала 5 с^{-1} создавался момент сопротивления тормозом 3, приводящий к полной остановке двигателя.

1 — установочная база; 2 — зажимы; 3 — электромагнитный порошковый тормоз; 4 — гидротбойник; 5 — ВЗД; 6 — трубопроводы; 7 — насос; 8 — приемная емкость; 10, 11, 12 — датчики замера вибраций; 13 — программный комплекс (модуль обработки информации)

Рисунок 1. Горизонтальный стенд для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей

Измерение колебаний ВЗД осуществлялось в полосах частот с постоянной относительной шириной с возможностью представления на едином графике широкого частотного диапазона с достаточно узким разрешением на низких частотах.

Виброускорение (дБ) на разных частотах от 1 до 43 Гц фиксировалось в трех взаимно

перпендикулярных направлениях x , y , z с одновременным замером энергетических характеристик ВЗД. Уровни виброскорости (L_v), виброускорения (L_a) и амплитуды (a_0) связаны следующими уравнениями:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0} ; L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0} ; \quad (1)$$

$$A = \frac{1}{2\pi f} \cdot v(a), \quad (2)$$

где v и a соответственно среднеквадратичные значения виброскорости (м/с) и виброускорения (м/с²); $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ – опорное значение ви-

броскорости, м/с; $a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ – опорное значение виброускорения, м/с² [7].

Результаты испытания рабочего процесса гидродвигателя с учетом его виброускорений и амплитуд биений корпуса при разных режимах работы отражены на рисунках 2, 3.

Рисунок 2. Амплитуда биений в зависимости от места установки датчика на корпусе винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Рисунок 3. Уровень виброускорений в зависимости от места установки датчика на корпусе винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Результаты исследования вибрации корпуса двигателя ДГР-178М.7/8.37 показали, что значения виброускорений по длине корпуса отличны друг от друга. Так, например,

в (т. 1) верхней части силовой секции для частоты вращения вала 5 с^{-1} (300 об/мин) значения виброускорений поперечной вибраций корпуса изменяются от 24 до 219 мм/с², что

соответствует изменению амплитуд биений от 0,19 до 1,75 мм, а значения виброускорений продольной вибраций корпуса изменяются от 49 до 251 мм/с², что соответствует изменению амплитуд биений от 0,39 до 2 мм (рисунки 2, 3).

Максимальные значения амплитуд и виброускорений поперечных и продольных ко-

лебаний корпуса определены на частоте 5 с⁻¹ (300 об/мин) в средней части силовой секции и соответственно равны 1,92 и 3 мм, и 229 и 380 мм/с².

Результаты исследования изменения амплитуд и частот продольных и поперечных колебаний в зависимости от момента на валу ВЗД отображены на рисунке 4.

Рисунок 4. Изменения усредненных (по всей длине корпуса) амплитуд продольных и поперечных колебаний в зависимости от момента на валу винтового забойного двигателя ДГР 178М.7/8.37

Анализ результатов исследований показал, что интервал оптимальных частот биений корпуса винтового забойного двигателя расположен от 35 до 24,5 Гц. Осевая и поперечная вибрации зависят от момента на валу ВЗД. При работе двигателя в режиме холостого хода максимальная амплитуда поперечных биений корпуса составляет 5 мм, при этом амплитуда осевых колебаний — не более 3 мм. Причиной этого в данном случае является перекашивающий момент, действующий на РО при заполнении рабочих камер. В процессе создания момента на валу ВЗД происходит снижение амплитуды поперечных колебаний корпуса до 3,5–4 мм, а амплитуда осевой вибрации возрастает до 8 мм. Далее создание дополнительного момента до 4,5 кН·м приводит к повышению амплитуды поперечных биений корпуса двигателя и составляет 6 мм и снижению продольных до

8 мм. Частота биений снижается до 24,5 с⁻¹ (210 об/мин), что составляет 30 % от работы двигателя в режиме холостого хода. В данном случае двигатель находится в оптимальном режиме эксплуатации (рисунок 4). С увеличением момента с 4,5 до 9 кН·м двигатель входит в тормозной (экстремальный) режим работы. Частота биений снижается до 3,5 Гц (30 об/мин). В результате происходит интенсивный рост амплитуды поперечных колебаний корпуса ВЗД от 6 до 10 мм при соответствующем снижении амплитуды осевых колебаний от 8 до 2 мм.

Моделирование динамики работы системы «винтовой забойный двигатель — буровая колонна»

Исследование колебаний БК с учетом ее НДС и параметров бурения проводилось с помощью разработанной математической мо-

дели бурового инструмента, прототип которой предложен Е.К. Юниным и В.К. Хегаем [8].

Установлено, что при разработке метода построения области вероятного возникновения резонансных колебаний бурильного инструмента было введено понятие механического аналога. В качестве задачи была принята система уравнений, описывающая распространение крутильных колебаний бурильного инструмента (далее система уравнений (3)).

С технологической точки зрения при бурении скважины требуется определить сочетание нагрузки на долото ($[P] = H$) и скорости вращения ротора ($[n_0] = \text{rad/s}$) таким образом, чтобы время бурения ($[t] = c$) заданного интервала было минимальным при условии оптимальных энергетических затрат. При этом в общем случае разрушаемая горная порода может быть анизотропной и содержать пустоты (поры, каверны, трещины и т.д.). В случае когда частота вращения вала ВЗД больше или равна частоте вращения ротора, разрушение горной породы осуществляется силовой секцией ВЗД, в противном случае – путем передачи момента бурильным инструментом от ротора к забою.

Зная это, ограничимся следующими условиями задачи, а именно: в качестве бурильного инструмента представим составной стержень, включающий участок БК длиной $[L_1] = m$ с наружным и внутренним диаметрами $[D_{L_1}, d_{L_1}] = m$; участок утяжеленных буровых труб (УБТ) длиной $[L_2] = m$ с наружным и внутренним диаметрами $[D_{L_2}, d_{L_2}] = m$; и участок, представленный корпусом ВЗД и навигационной системой, длиной $[L_3]$ и диаметрами $[D_{L_3}, d_{L_3}] = m$. Текущая глубина скважины $H = L_1 + L_2 + L_3$ процессе бурения некоторого интервала увеличивается за счет углубления забоя. При этом будем считать, что $L_2, L_3 = \text{const}$, а за счет наращивания $L_1 + \Delta L$ возрастает величина $[H] = m$.

В общем случае считаем, что участки изготовлены из различных материалов. Поэтому первому, второму, третьему участку соответствует скорость распространения крутильных колебаний соответственно: $[\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}] = m/c$. Расчетная схема для анализа поведения бурильного инструмента представлена на рисунке 5.

Для заданной расчетной схемы представлено дифференциальное уравнение вращательного движения составного бурильного инструмента с граничными и начальными условиями:

Рисунок 5. Расчетная схема динамики работы системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна»

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t} + f_{\tau_1} \left(\frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t} \right) = \lambda_1^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial s_1^2}, s_1 \in [0, L_1] \\ \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t} + f_{\tau_2} \left(\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t} \right) = \lambda_2^2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial s_2^2}, s_2 \in [0, L_2] \\ \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t} + f_{\tau_3} \left(\frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t} \right) = \lambda_3^2 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial s_3^2}, s_3 \in [0, L_3] \end{cases} \quad (3)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} 1. s_1 = 0; \varphi = n_0 t, \\ 2. s_1 = L_1; s_2 = 0; G_1 J_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1} = G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2}, \\ 3. s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2, \\ 4. s_2 = L_2; s_3 = 0; G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2} = G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3}, \\ 5. s_2 = L_3; s_3 = 0; \varphi_2 = \varphi_3, \\ 6. s_3 = L_3; G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3} = -M_H(P, n_H). \end{aligned}$$

Начальные условия:

$$\begin{aligned} 7. t = 0; \varphi_1(s_1, t = 0) &= \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\lambda_1^2} \cdot s_1^2 - \\ &- \left[\frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\lambda_1^2} + \theta \left[\frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_2^2} + \varepsilon \left(\frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_3^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] \right] s_1, \\ 8. t = 0; \varphi_2(s_2, t = 0) &= f_1(L_1) + \frac{f_{\tau_2}}{2\lambda_2^2} \cdot s_2^2 - \\ &- \left[\frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\lambda_2^2} + \varepsilon \left(\frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_3^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] s_2, \\ 9. t = 0; \varphi_3(s_3, t = 0) &= f_1(L_1) + f_2(L_2) + \\ &+ \frac{f_{\tau_3}(n_0)}{2\lambda_3^2} \cdot s_3^2 - \left(\frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\lambda_3^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) s_3, \\ s_1 &\in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3], \\ \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} &= n_0, \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} = n_0, \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} = n_0, \end{aligned}$$

где $\varphi_1(s_1, t)$, $\varphi_2(s_2, t)$, $\varphi_3(s_3, t)$ — углы поворота текущих поперечных сечений колонны на соответствующих участках (рад); s_1, s_2, s_3 — текущее положение поперечного сечения (м); $f_{\tau_1} \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right)$, $f_{\tau_2} \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right)$, $f_{\tau_3} \left(\frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right)$ — диссипативные члены, характеризующие сопротивление вращению бурильной колонны на соответствующих участках; n_0 — скорость вращения верхнего торца колонны (рад/с); G_1, G_2, G_3 — мо-

дули сдвига материалов соответствующих участков ($\text{Н} \cdot \text{м}^2$); J_1, J_2, J_3 — полярные моменты инерции поперечного сечения колонны на соответствующих участках (м^4); $M_H(P, n_H)$ — момент сопротивления вращению нижнего участка составного стержня со стороны горной породы ($\text{Н} \cdot \text{м}$); P — осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня (Н); $n_H = \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \Big|_{s_3=L_3}$ — скорость вращения торца нижнего участка составного стержня (рад/с), $\theta = \frac{G_1 J_1}{G_2 J_2}$ — коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков; $\varepsilon = \frac{G_2 J_2}{G_3 J_3}$ — коэффициент моментно-силового отношения второго и третьего участков.

Наиболее ясно данная задача решается для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, в этом случае глубина распространения крутильных колебаний бурильного инструмента, представленного в виде составного стержня, состоящего из трех разнородных участков, рассчитывается по формуле:

$$\begin{cases} H = \frac{\lambda_1}{\mu_1} \ln \left\{ \frac{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0} \right\} + G_1 J_1 \cdot n_0, \\ H \leq \frac{\lambda_1}{\mu_1} \ln \left\{ \frac{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0} \right\} + G_1 J_1 \cdot n_0, \\ H \leq \frac{\lambda_1}{\mu_1} \ln \left\{ \frac{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] + G_2 J_2 \cdot n_0}{\lambda_2 \ln \left[\frac{\lambda_3 \ln \left[\frac{\lambda_3 \Delta M_H + G_3 J_3 \cdot n_H}{\lambda_3 \Delta M_H - G_3 J_3 \cdot n_H} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0}{\mu_3} \right] - G_2 J_2 \cdot n_0} \right\} - G_1 J_1 \cdot n_0 \end{cases} \quad (4)$$

Полученные уравнения определяют условия вероятности возникновения крутильных автоколебаний бурового инструмента, представленного в виде составного стержня в процессе совершения им вращательного движения с целью углубления забоя скважины.

Соотношение (4) найдено для частного случая, когда значения диссипативных членов системы (3) равны нулю, и сходится с результатами исследований [8]. Таким образом, становится возможным выявление значений параметров режима устойчивой работы динамически активной системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна».

Тогда

$$\begin{cases}
 P = \frac{G_3 J_3}{\lambda_3} \left(n_0^2 \right) \frac{1 + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}}{1 - k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}}, \\
 P_b = \frac{1 + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}}{1 - k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}} P \cdot \left(\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} \right) + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}} \left(\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} \right), \\
 P_H = \frac{1 + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}}{1 - k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}}} P \cdot \left(\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} \right) + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}} \left(\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} \right), \\
 n_0^* = \frac{1 - k^2}{\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} + k e^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3}} \left(\frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_1} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_2} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_3} \right)};
 \end{cases} \quad (5)$$

где μ_1, μ_2, μ_3 — коэффициенты диссипации на соответствующих участках составного стержня; $k = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}$, $k_1 = \frac{\lambda_2 G_1 J_1 - \lambda_1 G_2 J_2}{\lambda_2 G_1 J_1 + \lambda_1 G_2 J_2}$, $k_2 = \frac{\lambda_3 G_2 J_2 - \lambda_2 G_1 J_1}{\lambda_3 G_2 J_2 + \lambda_2 G_1 J_1}$ — коэффициент отражения волны крутильных возмущений на границе раздела разнородных участков составного стержня; $\Delta M_H = M_H(P, 0) - M_H(P, n_0)$ — разность между моментами страгивания торца нижнего участка и номинального момента этого торца; P — осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня для случая неустойчивого равномерного вращения; P_b и P_H — осевые нагрузки, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний; n_0^* — скорость вращения ротора при $P_b = P_H$.

Для совершения устойчивой работы системой «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна» определены значения скорости вращения ротора и осевой нагрузки на торец нижнего участка составного стержня пред-

ставленного ВЗД, равные верхней и нижней границам автоколебаний, которые записаны в систему (5).

Зная P_b и P_H , можно определить значения рабочих энергетических характеристик ВЗД в нагруженном состоянии согласно рисунку 4 с учетом оптимальной частоты вращения бурильного инструмента ротором n_0^* и типа породоразрушающего инструмента.

Выводы и рекомендации

Данные экспериментальных исследований, направленные на определение значений колебаний корпуса винтового забойного двигателя, показали, что снижение частоты вращения не более 30 % от максимальной частоты вращения вала в режиме холостого хода позволяет обеспечить устойчивую работу системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна». При этом момент в указанном диапазоне варьируется от 1 до 4,5 кН·м, что является достаточным для реализации объемного разрушения породы.

В случае эксплуатации двигателя в экстремальном режиме (режим максимальной мощности) происходит резкий рост амплитуды колебаний в нижней части двигателя, что приводит к возникновению полуволн изгиба в КНБК и потере устойчивости инструмента.

Усовершенствована математическая модель, позволяющая определить диаметры режимных параметров бурения, обеспечивающих устойчивость КНБК регулированием динамики системы «винтовой забойный двигатель — бурильная колонна» при их совместной эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины: в 2 т. М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. Т. 2: Винтовые забойные двигатели. С. 31–35.
2. Бобров М.Г. Исследование поперечных колебаний винтового забойного двигателя: дис. ... канд. техн. наук. М., 2000. 171 с.
3. Двойников М.В. Технология бурения нефтяных и газовых скважин модернизированными винтовыми забойными двигателями: дис. ... д-ра техн. наук. Тюмень, 2011. С. 151–173.
4. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей. М.: Недра, 1981. С. 235–244.
5. Голдобин Д.А. Разработка и исследование винтовых забойных двигателей с облегченными роторами и армированными статорами: дис. ... канд. техн. наук. М., 2012. 148 с.

6. Двойников М.В., Блинов П.А., Морозов В.А. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2016. № 6. С. 65–71.
7. Двойников М.В., Овчинников В.П., Будько А.В., Пролубщиков С.В. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя // Бурение и нефть. 2010. № 1. С. 10–12.
8. Юнин Е.К., Херай В.К. Динамика глубокого бурения. М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2004. 286 с.

REFERENCES

1. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevykh A.N. *Odnovintovye gidravlicheskie mashiny: v 2 t.* [Single-Screw Hydraulic Machines: in 2 Vol.]. Moscow, ООО IRTS Gazprom Publ., 2007. T. 2: Screw Downhole Motors]. Moscow, IRTs Gazprom Publ., 2007, Vol. 2: Vintovye zaboinye dvigateli, pp. 31–35. [in Russian].

2. Bobrov M.G. *Issledovanie poperechnykh kolebaniy vintovogo zaboinogo dvigatelya: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Investigation of Transverse Vibrations of a Screw Downhole Motor. Cand. Engin. Sci. Diss.]. Moscow, 2000. 171 p. [in Russian].

3. Dvoynikov M.V. *Tekhnologiya bureniya neftyanykh i gazovykh skvazhin modernizirovannymi vintovymi zaboinymi dvigatelyami: dis. d-ra tekhn. nauk* [Technology of Drilling Oil and Gas Wells by Modernized Screw Downhole Motors. Doct. Engin. Sci. Diss.]. Tyumen', 2011, pp. 151–173. [in Russian].

4. Lebedev N.F. *Dinamika gidravlicheskiy zaboinykh dvigatelei* [Dynamics of Hydraulic Downhole Motors]. Moscow, Nedra Publ., 1981, pp. 235–244. [in Russian].

5. Goldobin D.A. *Razrabotka i issledovanie vintovykh zaboinykh dvigatelei s oblegchennymi rotorami i armirovannymi statorami: dis. kand. tekhn. nauk*

[Development and Investigation of Screw Downhole Motors with Lightweight Rotors and Reinforced Stators. Cand. Engin. Sci. Diss.]. Moscow, 2012. 148 p. [in Russian].

6. Dvoynikov M.V., Blinov P.A., Morozov V.A. *Optimizatsiya parametrov bureniya uchastkov stabilizatsii zenitnogo ugla* [Drilling Sites Parameters Optimization for Stabilization of Zenith Angle]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Neft' i gaz — Higher Educational Institutions News. Oil and Gas*, 2016, No. 6, pp. 65–71. [in Russian].

7. Dvoynikov M.V., Ovchinnikov V.P., Bud'ko A.V., Prolubshchikov S.V. *Issledovaniya poperechnykh kolebaniy vintovogo zaboinogo dvigatelya* [Survey of Transversal Vibrations of Screw Down-Hole Motor]. *Burenie i neft' — Drilling and Oil*, 2010, No. 1, pp. 10–12. [in Russian].

8. Yunin E.K., Khagai V.K. *Dinamika glubokogo bureniya* [Dynamics of Deep Drilling]. Moscow, Nedra-Biznestsent Publ., 2004. 286 p. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ABOUT THE AUTHORS

Морозов Виктор Александрович, аспирант кафедры бурения скважин, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Viktor A. Morozov, Post-graduate Student of Drilling Wells Department, Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russian Federation

e-mail: viktor.morozov.92@mail.ru

Двойников Михаил Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой бурения скважин, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Mikhail V. Dvoynikov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of Drilling Wells Department, Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russian Federation

e-mail: dvoynik72@gmail.com

Блинов Павел Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры бурения скважин, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Pavel A. Blinov, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of Drilling Wells Department, Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russian Federation

e-mail: blinovpavel@mail.ru